

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

Návrh brzdového systému Formule SAE

Design of Formula SAE Brake System

Student:

Bc. Pavel Němeček

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Michal Richtář

Ostrava 2014

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Pavel Němeček**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301T003 Dopravní technika a technologie
Specializace: 20 Silniční doprava
Téma: **Návrh brzdového systému Formule SAE**
Design of Formula SAE Brake System

Zásady pro vypracování:

1. Úvod
2. Teoretický rozbor problému
3. Návrh parametrů brzdového systému podle vlastností vozidla
4. Výběr jednotlivých komponent systému
5. Model brzdového pedálu a jeho upevnění do pedálové skupiny a pevnostní analýza
6. Závěr

Seznam doporučené odborné literatury:

Kovanda, J., Resl, I., Socha, J.: Konstrukce automobilů. Praha: ČVUT, Praha, 1997. 120 pp., ISBN 80-01-01624-2
Apetaur, M., Stejskal, V.: Motorová vozidla VI. Praha: ČVUT, Praha, 1991.
Šalamoun, C.: Motorová vozidla IV ČVUT Praha, 1991
Svoboda, J.: Teorie dopravních prostředků, Praha: ČVUT Praha, 2000, ISBN 80-01-01613-7

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Michal Richtář**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014

doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

NĚMEČEK, P. *Návrh brzdového systému Formula SAE*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2014. 64 s. Vedoucí diplomové práce: Ing. Michal Richtář.

Cílem diplomové práce je návrh a výběr komponentů brzdového systému a pevnostní analýza brzdového pedálu. Práce je rozdělena do šesti částí. V úvodní části je zmíněná teorie brzdové soustavy a jejich součástí. Ve druhé části je představena soutěž, které se bude vozidlo účastnit a její pravidla týkající se brzdového systému. Třetí část práce se věnuje dynamickým výpočtům brzdového systému. Dále pak navazuje část, ve které jsou vybírány jednotlivé komponenty brzdového systému. V předposlední části je provedena pevnostní analýza vybraného brzdového pedálu a návrh konstrukčních úprav v případě nevyhovujících výsledků analýzy. Závěrečná část obsahuje zhodnocení a závěr diplomové práce.

ANNOTATION OF MASTER'S THESIS

NĚMEČEK, P. *Design of Formula SAE Brake System*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Engineering, Institute of Transport, 2014. 64 s. Master's thesis head: Ing. Michal Richtář.

The aim of the master's thesis is the design and selection of components of the braking system and stress analysis of the brake pedal. The thesis is divided into six parts. In the introductory part is the theory of brake system and its components. In the second part is introduced the competition, which will the vehicle take part in and the rules relating to the braking system. The third part deals with the dynamic calculation of the braking system. Then followed by the part in which the individual components of braking system are selected. The last but one part is the stress analysis of the selected brake pedal and the draft of the structural modifications in case of unsatisfactory results of the analysis. The final section contains an evaluation and conclusion of the thesis.

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 19.5.2014



.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 19.5.2014



.....
podpis studenta

Adresa trvalého pobytu studenta:

Pavel Němeček

V. Vacka 1672/13

708 00, Ostrava - Poruba

Poděkování

Děkuji svému vedoucímu diplomové práce Ing. Michalu Richtářovi za cenné rady při vypracování této práce. Dále děkuji šéfkonstruktérovi Formula Student SAE Ostrava Ing. Jakubovi Šmirasouvi za pomoc při řešení některých částí této práce. V neposlední řadě děkuji své rodině za podporu při vypracovávání této práce a při celém studiu na vysoké škole.

Obsah

Seznam použitých zkratk	8
Úvod.....	9
1. Brzdová soustava.....	11
1.1 Zapojení brzdové soustavy.....	12
1.2 Konstrukce kolových brzd	14
1.2.1 Bubnové brzdy	14
1.2.2 Kotoučové brzdy	16
1.3 Brzdové obložení	20
1.4 Hlavní brzdový válec	21
1.5 Brzdová kapalina.....	22
2. Pravidla brzdového systému formula SAE.....	23
2.1 Soutěž formula SAE.....	23
2.2 Brzdový systém a jeho pravidla	24
3. Výpočet brzdového systému.....	27
4. Výběr komponentů brzdové soustavy	37
4.1 Brzdové třmeny	37
4.2 Brzdové kotouče.....	39
4.3 Pedálová skupina.....	39
4.4 Brzdová kapalina.....	41
4.5 Zásobníky brzdové kapaliny, její vedení a další součásti brzdového systému	41
4.6 Cenová kalkulace komponentů	44
5. Model brzdového pedálu a jeho pevnostní analýza.....	45
5.1 Pevnostní analýza pedálu	46
5.2 Shrnutí úprav brzdového pedálu	55
6. Závěr.....	58
Literatura.....	60
Seznam obrázků.....	62
Seznam tabulek.....	64
Seznam příloh	65

Seznam použitých zkratk

ABS - Anti-lock braking system

ESP – Electronic stabilisation program

FSC - Formula Student Combustion

HMH - Huber, Mieses, Henckey

SAE - Society of Automotive Engineers

Úvod

Tato práce se věnuje návrhu brzdové soustavy vozidla Formula Student SAE Ostrava, která je sestavována na Vysoké škole Báňské, Technické Univerzitě Ostrava od roku 2013 a bude se účastnit závodů v rámci soutěže SAE Internacional, přesněji pak třídy FSC kde jsou vozidla poháněna spalovacím motorem. SAE Internacional je studentská soutěž, jejímž cílem je porovnání konstrukčních schopností a dovedností studentů při vývoji studentské formule a její následné testování s ostatními týmy světa. Studenti pak v rámci soutěže prezentují prototyp formule na závodech.

Pro vozidlo studentské formule se z hlediska jednoduchosti při sestavování a návrhu používá přímočinná dvouokružová brzdová soustava bez posilovače brzdného účinku ovládána svalovou silou řidiče, která vynechává některé součásti používané v dnešní době u osobních silničních vozidel, jako je například ABS, ESP apod. Soustava se skládá z brzdového pedálu, rozdělovače brzdných sil, dvou brzdových válců, vedení brzdové kapaliny, vyrovnávací nádržky brzdové kapaliny a kolových brzd. Součástí práce je také pevnostní analýza brzdového pedálu, který musí dle pravidel odolat určitému zatížení a zachovat si tak funkci brzdového pedálu.

Úvodní část práce se zabývá teorií brzdové soustavy. Zde jsou zmíněny typy brzdových soustav podle účelu brzdění a podle typu přenosu síly. Dále pak možnosti zapojení ovládací soustavy, základní rozdělení konstrukcí kolových brzd a jejich součástí a typy provedení. Poté je v této části zmíněno brzdové obložení a požadavky na jeho vlastnosti. V rámci posledních dvou podkapitol je zmíněn brzdový válec, jeho vlastnosti a použití v rámci soutěže SAE a následně požadavky a normy, které jsou kladeny na brzdovou kapalinu.

Druhá kapitola se zaměřuje na pravidla týkající se brzdového systému jak z konstrukčního hlediska, tak i z hlediska jeho testování při závodech. V této kapitole je zmíněn také stručný popis soutěže Formula SAE a hodnocení jednotlivých disciplín.

V následující kapitole jsou zmíněny základní parametry vozidla, jako je hmotnost, rozvor náprav, výška těžiště apod. a základní výpočty dynamiky vozidla při brzdění a tlak v brzdovém okruhu.

Ve čtvrté části je proveden výběr jednotlivých komponentů pro vozidlo Formula Student SAE Ostrava. Je zde proveden výběr brzdových třmenů a kotoučů, pedálové skupiny, brzdové kapaliny a její zásobníky a vedení mezi kolovými brzdami a hlavními brzdovými válci.

Pátá kapitola se zabývá zpracováním brzdového pedálu do 3D modelu pro účely následné pevnostní analýzy. Ta je prováděna z důvodů požadavků pravidel Formula SAE, která hovoří o tom, že brzdový pedál musí odolat určitému zatížení, které je zmíněno v kapitole 2. Dalším důvodem, proč se pevnostní analýza provádí, je vytvoření podkladů pro návrhy budoucích vozidel tohoto typu. Pokud by pedál z jakéhokoliv důvodu nevydržel předepsané zatížení, je nutné jej konstrukčně upravit, aby bylo možné se s vozidlem úspěšně účastnit závodů.

1. Brzdová soustava

Účelem brzdové soustavy je snížit rychlost jízdy vozidla, zastavit vozidlo, nebo zajistit již stojící vozidlo proti rozjetí. Dosahuje se tak záměrným třením mezi rotujícími a pevnými částmi vozidla, např. mezi brzdovým kotoučem a brzdovými čelistmi. Motorové vozidlo musí být vybaveno nejméně dvěma na sobě nezávislými brzdovými okruhy s předepsaným účinkem. Ovládání brzd musí být mechanické, hydraulické nebo pneumatické.

Typy brzdových soustav osobních automobilů podle účelu brzdění:

- Soustava pro provozní brzdění (provozní brzda) – slouží ke zpomalení pohybu jedoucího vozidla nebo k jeho zastavení v průběhu normální jízdy. Účinek soustavy pro provozní brzdění musí být odstupňovatelný.
- Soustava pro nouzové brzdění (nouzová brzda) – slouží ke zpomalení pohybu jedoucího vozidla nebo k jeho zastavení v případě selhání soustavy pro provozní brzdění. Účinek této soustavy musí být také odstupňovatelný.
- Soustava pro parkovací brzdění (parkovací brzda) – účelem je zabránit rozjetí stojícího vozidla, a to na rovině či svahu, především v nepřítomnosti řidiče.
- Soustava pro odlehčovací brzdění (odlehčovací brzda) – slouží k udržení stálé rychlosti vozidla nebo jeho zpomalení při jízdě ze svahu.
- Soustava pro samočinné brzdění – slouží k samočinnému brzdění přípojného vozidla při jeho úmyslném nebo náhodném odpojení od tažného vozidla.

Typy brzdových soustav dle přenosu síly:

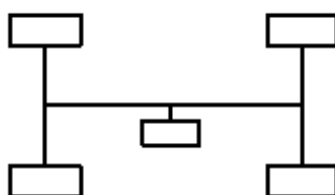
- Přímochinné s mechanickým převodem síly – mechanické brzdy, které se používají jako parkovací brzda osobních automobilů.
- Přímochinné s hydraulickým přenosem síly – kapalinové brzdy, které převádí sílu řidiče hydraulickým převodem na kolové brzdy.
- Přímochinné s posilovačem a hydraulickým přenosem síly – využívají podtlakového posilovače brzdného účinku, který usnadňuje řidiči brzdění s vozidlem.
- Strojní se vzduchovým převodem síly – vzduchové brzdy, které se často používají u těžkých nákladních automobilů.

[1], [3], [5]

1.1 Zapojení brzdové soustavy

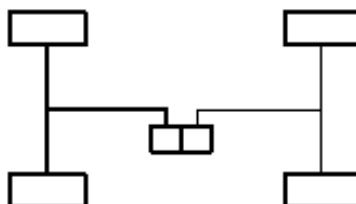
U vozidel lze brzdovou soustavu zapojit několika způsoby. Během normální činnosti jsou bržděna všechna kola vozidla. Dvouokruhové zapojení se používá z důvodů bezpečnosti, v případě, že nastane selhání jednoho okruhu, je možné nadále vozidlo brzdit pomocí okruhu druhého. Dle zákonných předpisů musí mít osobní vozidla nejméně dvouokruhovou ovládací soustavu splňující požadavek nouzového brzdění.

- Jednookruhová soustava – všechna kola jsou bržděna jedním okruhem.



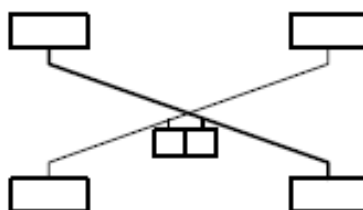
Obr. 1: Schéma jednookruhové soustavy

- Standartní zapojení „TT“ – kola přední nápravy jsou bržděna jedním okruhem, druhý okruh brzdí kola zadní nápravy.



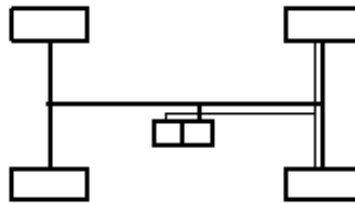
Obr. 2: Schéma dvouokruhové soustavy „TT“

- Diagonální zapojení „K“ – jedno přední a diagonálně proti ležící kolo je bržděno jedním okruhem.



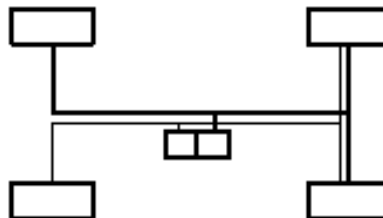
Obr. 3: Schéma dvouokruhové soustavy „K“

- Zapojení „HT“ – jeden okruh brzdí kola všech náprav, druhý okruh brzdí kola přední nápravy.



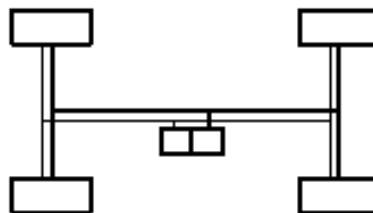
Obr. 4: Schéma dvouokruhové soustavy „HT“

- Zapojení „LL“ – každý okruh brzdí kola přední nápravy a jedno kolo zadní nápravy.



Obr. 5: Schéma dvouokruhové soustavy „LL“

- Zapojení „HH“ – každý okruh brzdí kola obou náprav.



Obr. 6: Schéma dvouokruhové soustavy „HH“

[1], [3], [5]

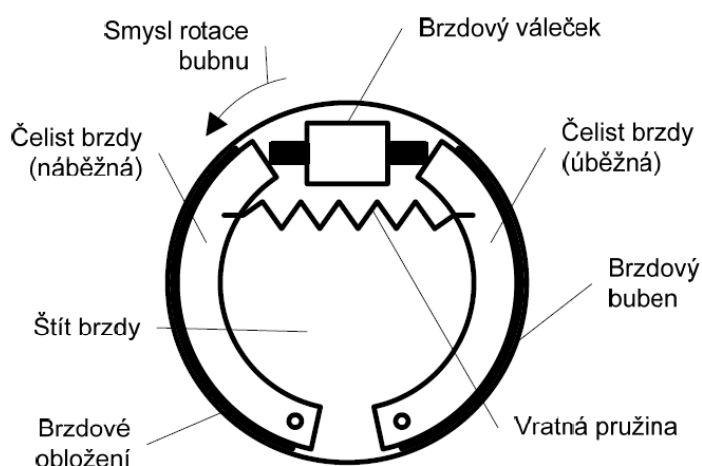
1.2 Konstrukce kolových brzd

Dělení kolových brzd dle konstrukce:

- Bubnové
- Kotoučové

1.2.1 Bubnové brzdy

Bubnové brzdy se skládají z bubnu, který se otáčí a jeho vnitřní válcová strana tvoří třecí plochu. Na tuto plochu jsou přitlačovány brzdové čelisti s třecím (brzdovým) obložením, které se nachází uvnitř bubnu. Ovládací zařízení (brzdový váleček), nacházející se na konci každé čelisti, vytváří radiální přitlačení čelistí na třecí plochu. Zpětný pohyb čelistí do základní polohy zabezpečují vratné pružiny. Na štítu brzdy jsou uloženy čelisti s brzdovým válečkem, které tvoří pevnou část bubnových brzd.



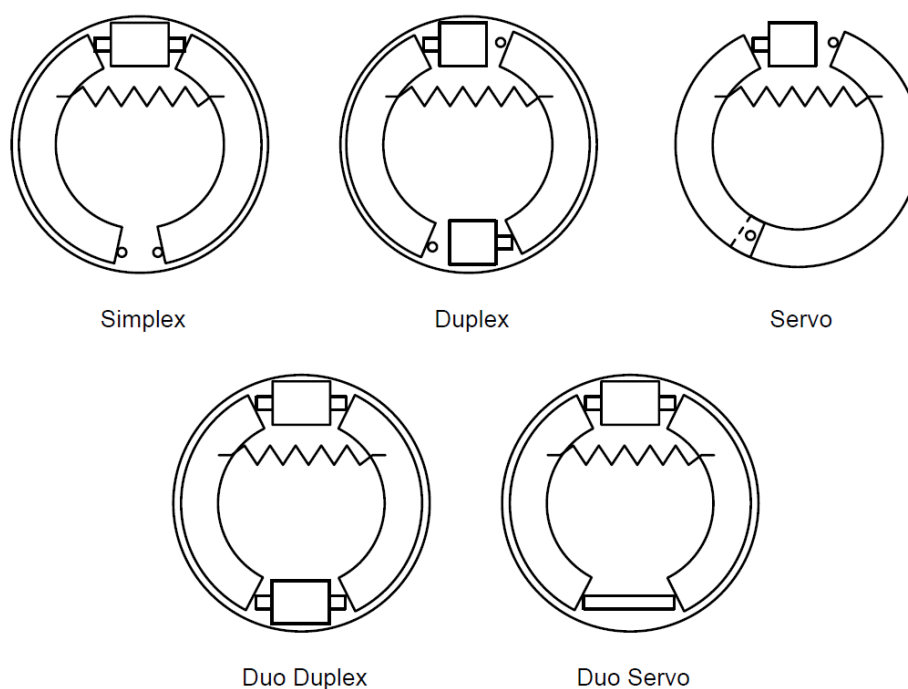
Obr. 7: Schéma bubnové brzd

Podle smyslu momentu obvodové třecí síly vzhledem k uložení se rozlišuje čelist:

- Náběžná – moment třecí síly zvyšuje její přitlak na třecí plochu.
- Úběžná – moment třecí síly zmenšuje její přitlak na třecí plochu.

Druhy bubnových brzd:

- Jednoduchá brzda (simplex) – jedna náběžná a jedna úběžná čelist, jedno společné ovládací zařízení.
- Dvojnáběžná brzda (duplex) – při jízdě dopředu jsou obě čelisti náběžné, při jízdě dozadu jsou obě čelisti úběžné, každá čelist má samostatné ovládací zařízení.
- Brzda se spřaženými čelistmi (servo) – rozpěrný čep přenáší reakce uložení náběžné primární čelisti na sekundární. Na této čelisti tak vznikne přitlačná síla větší než ovládací síla a tato čelist pracuje také jako náběžná. K přitlačování obou čelistí pak slouží jedno společné ovládací zařízení.
- Dvojnáběžná brzda obousměrná (duo-duplex) – jelikož u typu duplex je při jízdě dozadu brzdný moment přibližně třikrát menší, než při jízdě dozadu, používá se tento typ bubnové brzdy.
- Obousměrná brzda se spřaženými čelistmi (duo-servo) – použití tohoto typu má stejné důvody, jako u předchozího typu.



Obr. 8: Typy bubnových brzd

Aby se předešlo deformacím brzdového bubnu při silném brzdění, musí být obvodově dostatečně tuhý. Na vnějším obvodu je buben opatřen jedním, nebo několika příčnými nebo šikmými žebry, které zabraňují deformaci válcové třecí plochy následkem vysoké teploty tím, že zvětšují chladicí plochu a zvyšují ventilační účinek.

Dvoumateriálové bubny z lehkých slitin a s litinovým třecím kroužkem zlepšují tepelnou odolnost, protože lehké slitiny mají větší měrné teplo. Tyto bubny jsou také vhodné ke snížení hmotnosti neodpružených částí.

Čelisti bubnových brzd jsou vyrobené svařováním ocelových plechů, odlévané z lehkých slitin, nebo mohou být litinové případně ocelolitinové. Obvykle mají základní průřez tvaru „T“. Třecí obložení je s válcovou plochou spojeno nýtováním nebo je přilepeno.

Výhody bubnových brzd:

- Celé ústrojí brzdy je umístěno uvnitř bubnu, a tak je chráněno proti nepříznivým vlivům nečistot z okolí.
- Delší životnost obložení oproti kotoučovým brzdám.
- Snadné spojení s parkovací brzdou.

Nevýhody bubnových brzd:

- Pokles brzdného účinku při zahřátí vlivem delšího brzdění. Při přílišném přehřátí může dojít k deformaci brzdového bubnu a nerovnoměrnosti brzdění.
- Může dojít k zaseknutí brzdy, které vyvolá smyk vozidla.
- Dochází k nerovnoměrnému opotřebení brzdových čelistí (náběžná a úběžná čelist).

[1], [3], [5]

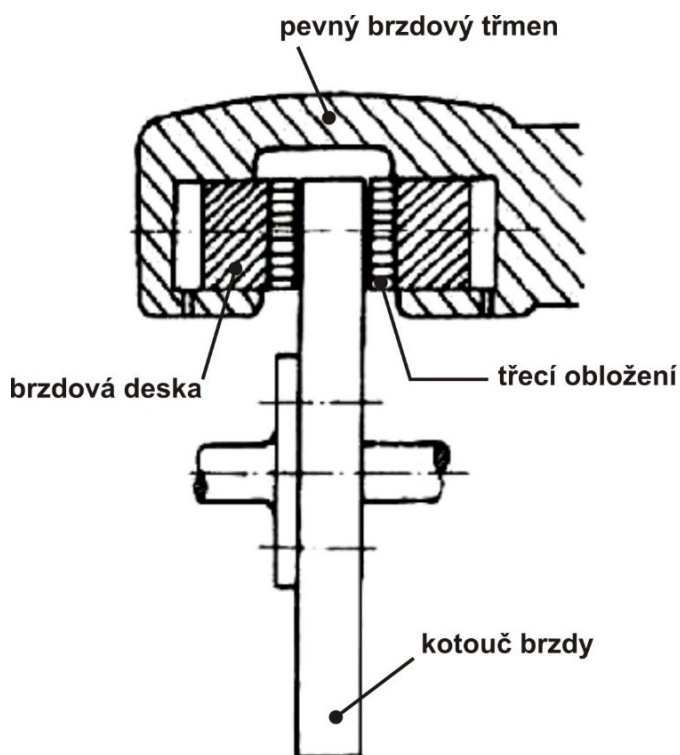
1.2.2 Kotoučové brzdy

U tohoto typu brzdy je rotující část, kotouč, pevně spojený s nábojem kola, jehož boky tvoří třecí plochy. Na tyto třecí plochy jsou pomocí ovládacího zařízení přitlačovány kovové nosné segmenty s brzdovým obložением.

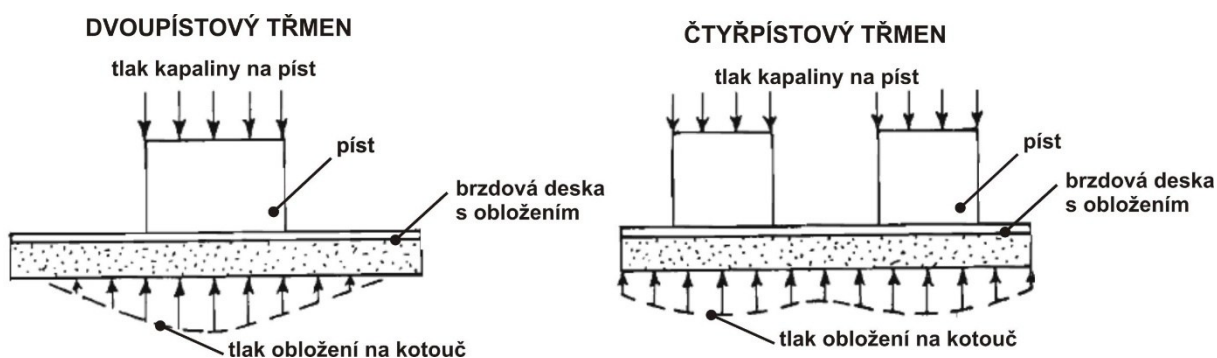
Druhy kotoučových brzd:

- Kotoučová brzda s pevným třmenem
- Kotoučová brzda s volným (plovoucím) třmenem
- Kotoučová brzda s výkyvným třmenem

Kotoučová brzda s pevným třmenem má hydraulické válce uspořádané proti sobě po obou stranách kotouče, přičemž těleso kotouče je nepohyblivé. U tohoto typu kotoučové brzdy bývají použity dva válce stejného průměru se společnou osou, čtyři válce stejného průměru a každá dvojice pístů má společnou osu, nebo tři válce, kde jeden válec většího průměru je na jedné straně a dva válce menšího průměru na straně druhé.

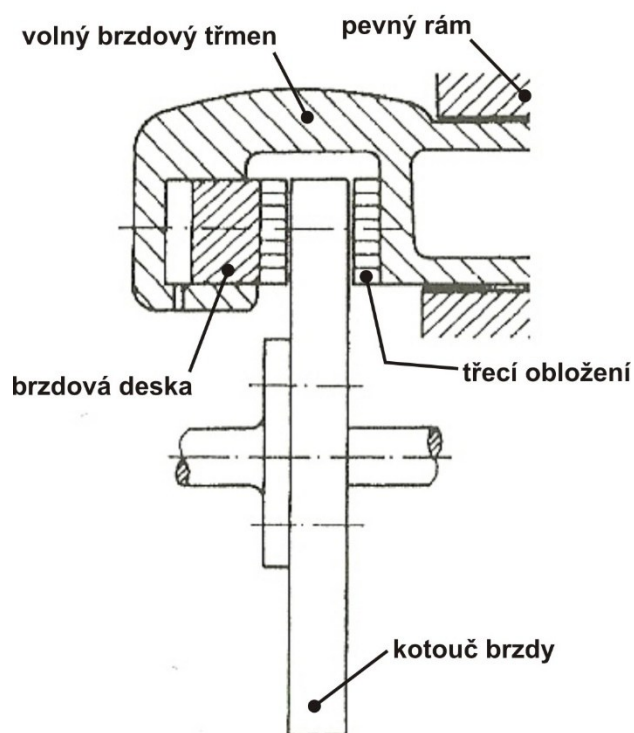


Obr. 9: Kotoučová brzda s pevným třmenem



Obr. 10: Výsledný tlak obložení brzdové desky na kotouč

Kotoučová brzda s volným brzdovým třmenem je uložena posuvně v pevném rámu. Pohybuje se ve směru osy hydraulického válce, který je pouze na jedné straně třmenu. Brzdová destička je ovládána na straně, kde je hydraulický válec, druhá brzdová destička je pevně uchycena k tělu třmenu. Výhodou této konstrukce je, že brzdový třmen je vyplněn brzdovou kapalinou pouze v jednom prostoru, který je během jízdy dobře ochlazován proudícím vzduchem. Další výhodou je možnost vysunutí brzdy směrem ven, což umožňuje více vysunout také rejdový čep, což je nutné pro negativní poloměr rejdu.



Obr. 11: Kotoučová brzda s volným (plovoucím) třmenem

Kotoučová brzda s výkyvným třmenem je podobné konstrukce, jako brzda s volným třmenem, rozdíl je zde pouze v tom, že hydraulický válec je uložen v posuvném rámu s možností výkyvu.

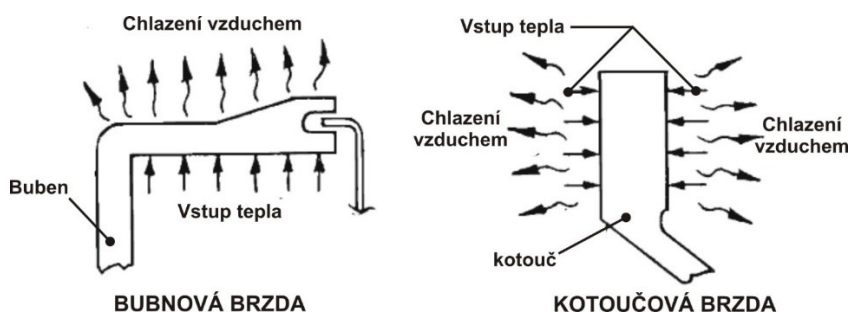
Konstrukce kotouče brzdy:

- Plochý kotouč – nejjednodušší provedení, snadněji se bortí, větší zahřívání ložisek čepu kola.
- Hrncový kotouč – odstraňuje předešlé nedostatky.
- Odvětraný kotouč – obsahuje duté prostory s radiálními kanálky z důvodů lepšího chlazení.

Brzdové kotouče se vyrábí obvykle z legované šedé litiny nebo ocelolitiny. Pro závodní a vysoce výkonnostní vozy se používají kotouče z moderních materiálů, jako je karbon, keramika či kombinace obou těchto materiálů.

Výhody kotoučových brzd oproti bubnovým:

- Malé slábnutí brzdného účinku při dlouhém nebo opakovaném brzdění díky dobrému odvodu tepla
- Rychlá a snadná výměna obložení
- Automatické seřízení vůle
- Až od 20% menší hmotnost



Obr. 12 Rozdíl ve chlazení vzduchem bubnové a kotoučové brzdy

Nevýhody kotoučových brzd:

- Nutná větší ovládací síla
- Větší místní ohřátí kotouče až na hodnotu 500°C (350°C u bubnových brzd)
- Složitější řešení parkovací brzdy

[1], [2], [3], [5]

1.3 Brzdové obložení

Brzdové obložení kotoučových brzd je přilepeno na kovové nosné segmenty, které jsou umístěny ve třmenu brzdy. Toto obložení pak při brzdění doléhá na kotouč brzdy a zachycuje jeho kinetickou energii, kterou následně přeměňuje na tepelnou energii. V tomto důsledku pak vozidlo brzdí.

Na obložení jsou kladeny následující požadavky:

- Velká tepelná a mechanická odolnost a dlouhá životnost
- Konstantní součinitel tření při vysokých teplotách a kluzných rychlostech
- Necitlivost vůči vodě a nečistotám
- Při vysokých teplotách musí být odolné vůči vytváření sklovité povrchové vrstvy

Na výrobu brzdového obložení se většinou používají organické materiály, přesněji práškové nebo vláknité třecí materiály z minerálních, kovových, keramických nebo organických látek, které jsou k sobě vázány organickými pojivy (syntetická pryskyřice nebo kaučuk). Pro vysoká zatížení se pak používají slinovaná metalická obložení.

Tabulka 1: Příklad složení brzdového obložení

materiál	podíl [%]	materiál	podíl [%]	materiál	podíl [%]
ocelová vlna	20	baryt	9,5	práškové plnivo	4
měděný prášek	16	rozemletá slída	6,5	grafit	4
koksový prášek	16	síran antimonitý	6	aramidová vlákna	1,4
oxid železa	10	pryskyřičné pojivo	5,4	oxid hliníku	1,2

Brzdové obložení je vyráběno tak, aby jeho součinitel tření byl větší než 0,4 a bylo odolné do teploty 800°C. Se zvětšující se hodnotou součinitele tření se však zvětšuje jejich opotřebení, zvyšuje se také sklon ke změnám tohoto součinitele v závislosti na změnách provozní teploty a také se může projevovat hlučnost v podobě pískání.

[1], [5]

1.4 Hlavní brzdový válec

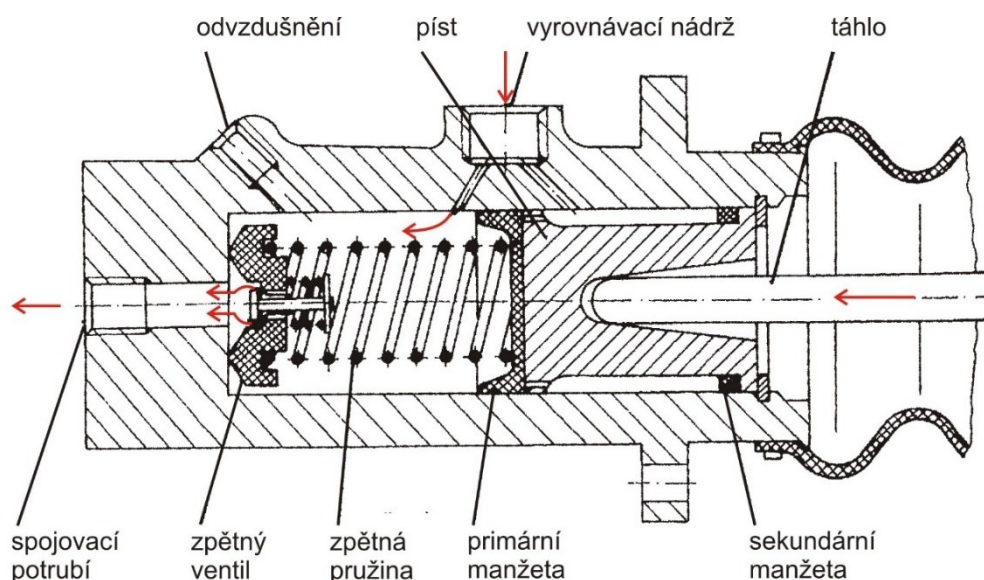
Hlavní brzdový válec je hydraulický válec ovládaný svalovou silou řidiče nebo pomocnou silou jako je například stlačený vzduch. Účelem brzdového válce je:

- Rychlý nárůst tlaku v brzdovém okruhu
- Rychlý pokles tlaku pro rychlé uvolnění brzd
- Vyrovnávání objemu brzdové kapaliny při změnách teploty

Pro osobní automobily se v dnešní době používají tandemové hlavní brzdové válce, které ovládají dva brzdové okruhy zároveň. Pro závodní automobily se používají dva hlavní brzdové válce, kde každý jeden válec ovládá jeden brzdový okruh. Při použití dvou hlavních brzdových válců se používá zapojení brzdové soustavy typu „TT“. Výhodou je možnost mechanicky nastavovat velikost brzdné síly pro přední a zadní nápravu. Síla se mění v závislosti na velikosti tlaku v daném okruhu. Nastavení tlaku v jednotlivých brzdových okruzích se provádí s použitím rozdělovače brzdných sil umístěného mezi brzdovým pedálem a táhla hlavních brzdových válců.

Při použití dvou hlavních brzdových válců je zapotřebí, aby každý okruh měl svou vlastní vyrovnávací nádržku s brzdovou kapalinou, která je spojena s pracovním prostorem válce.

[1], [5]



Obr. 13: Řez hlavním brzdovým válcem pro jeden okruh [1]

1.5 Brzdová kapalina

Na brzdovou kapalinu jsou kladeny vysoké nároky. Zásadním požadavkem je neměnnost složení a hustoty kapaliny v rozmezí od -50°C do 200°C z důvodů zaručeného ovládání brzdové soustavy za všech teplotních podmínek v provozu. Neměnnost složení, znamená, že všechny složky, z nichž je kapalina vyrobena, musejí být dokonale vzájemně mísitelné a nesmějí se oddělovat, a to ani při mezních teplotách. Dále také nesmí nastat situace, že při náhlých změnách tlaku a teploty začne kapalina pěnit.

Musí také splňovat to, že nebude mít korozivní účinky na kovové díly brzdové soustavy, ani agresivní účinky na pryžové díly soustavy, dále pak musí mít přiměřené mazací vlastnosti a také vysoký bod vzplanutí.

Jelikož je brzdová kapalina hygroskopická, což znamená, že pohlcuje a udržuje vlhkost, rozlišují se u ní dva typy bodu vzplanutí:

- Suchý bod vzplanutí – tento pojem se týká nové kapaliny, která ještě nebyla kontaminována vodou (velmi vysoká hodnota bodu vzplanutí u závodních vozidel).
- Mokrý bod vzplanutí – týká se již používané kapaliny, která má v sobě přibližně čtyři procenta vody.

Tabulka 2: Hodnoty bodu vzplanutí brzdových kapalin

	DOT 2	DOT3	DOT4	DOT5	DOT 5.1
Suchý bod varu	190 °C	205 °C	230 °C	260 °C	260 °C
Mokrý bod varu		140 °C	155 °C	180 °C	180 °C

Mezi další požadavky patří také částečná konzervační schopnost a schopnost vzájemné mísitelnosti s kapalinami jiných výrobců stejné klasifikace. Všechny tyto vlastnosti musí kapalina splňovat minimálně po dobu dvou let.

[1], [6]

2. Pravidla brzdového systému formula SAE

2.1 Soutěž formula SAE

Formula Student organizovaná SAE International je soutěž pro týmy studentů technicky zaměřených středních a vysokých škol. Týmy mají za úkol navrhnout, postavit a na závod přivést provozu schopnou formuli, přičemž musí dodržet základní pravidla soutěže, které zajišťují bezpečnost jim i divákům. Týmy nejsou hodnoceny pouze výsledkem na trati, ale také v tzv. statických disciplínách, v rámci kterých profesionálové, především z automobilového průmyslu, hodnotí technickou vyspělost vozu, postup při vývoji, cenu i fungování týmu (komunikace, marketing, PR). Studenti prezentují v rámci soutěže prototyp formule na závodech, které jsou obvykle organizovány každý týden. Vítěz soutěže tj. nejlepší formule se dočká její výroby. Soutěž byla založena společností Society of Automotive Engineers (SAE) v roce 1981 v USA. Do Evropy se koncept dostal v roce 1998, kdy SAE a iMechE (Institution of Mechanical Engineers) ve Velké Británii uspořádali první soutěž pro 70 vozů s cílem každoročního opakování. Třída FSC (Formula Student Combustion) je určena pro vozy poháněné spalovacím motorem. Pravidla určují, že se musí jednat o čtyřdobý motor se zdvihovým objemem do 610 cm³.

Bodové ohodnocení je rozděleno do dvou hlavních částí, které se pak dále dělí na již konkrétní disciplíny. Maximální součet získaných bodů ze všech disciplín může být 1000:

- Statická část
 - Design - 150
 - Výrobní náklady - 100
 - Prezentace vozidla - 75
- Dynamická část
 - Akcelerace na vzdálenost 75m - 75
 - Jízda na okruhu - 50
 - Autokros - 150
 - Spotřeba - 100
 - Odolnost – 300

[7], [8]

2.2 Brzdový systém a jeho pravidla

Aby se mohlo vozidlo účastnit závodů Formula SAE, je třeba splňovat řadu pravidel, do kterých samozřejmě patří také pravidla týkající se brzdového systému. Tato pravidla se nachází v části nazvané „Part T – General Technical Requirements“, neboli obecná technická doporučení v sekci 7. Zde jsou uvedeny také způsoby testování brzdového systému.

T7.1 Brzdový systém – obecné

T7.1.1 Vozidlo musí být vybaveno brzdovým systémem, který působí na všechna čtyři kola a je ovládaný z jednoho (samostatného) prvku.

T7.1.2 Brzdový systém musí obsahovat dva navzájem nezávislé hydraulické okruhy zapojené tak, aby v případě selhání některé z jeho částí byl zajištěn dostatečný brzdový výkon alespoň na dvou kolech. Každý brzdový okruh musí být opatřen vlastním zásobníkem brzdové kapaliny jedním přehrazeným zásobníkem brzdové kapaliny.

T7.1.3 Na zadní nápravě je povoleno použít jednu samostatnou brzdu v místě diferenciálu.

T7.1.4 Brzdový systém musí zablokovat všechna čtyři kola v určené jízdní zkoušce

T7.1.5 Je zakázáno použití elektronického brzdového systému.

T7.1.6 Je zakázáno použití nechráněných plastové vedení brzdové kapaliny.

T7.1.7 Brzdový systém musí být opatřen kryty, které jej ochrání proti případné kolizi s jinou součástí v jeho blízkosti.

T7.1.8 Žádná z částí brzdového systému nesmí být umístěna pod úrovní rámu vozidla.

T7.1.9 Brzdový pedál musí být navržen tak, aby odolal síle 2000 N bez selhání brzdového systému nebo pedálové skupiny. Testování probíhá sešlápnutím pedálu maximální silou, kterou může vyvinout kontrolující osoba při normálním usazení ve vozidle.

T7.1.10 Brzdový pedál musí být vyroben z oceli nebo hliníku, nebo obráběním z oceli, hliníku nebo titanu.

T7.1.11 Prvních 90% ze vzdálenosti úplného sešlápnutí brzdového pedálu může být použito k regeneraci brzdné energie bez ovládání hydraulického brzdového systému. Zbývajících 10% vzdálenosti k úplnému sešlápnutí brzdového pedálu musí přímo působit na hydraulický brzdový systém, ale regenerace brzdné energie může zůstat aktivní. Každá strategie regenerace brzdné energie při dojíždění nebo při brzdění musí být zahrnuta do analýzy FMEA.

T7.2 Testování brzd

T7.2.1 Brzdový systém je dynamicky testován a musí prokázat schopnost zablokování všech čtyř kol a zastavení vozidla na rovine u konce akcelerační jízdy specifikované inspektory.

T7.2.2 Po rozjetí je řidičem vypnut motor a při brzdění se musí zablokovat všechna čtyři kola. Test je splněn, pokud jsou všechna čtyři kola najednou zablokována a je vypnut motor.

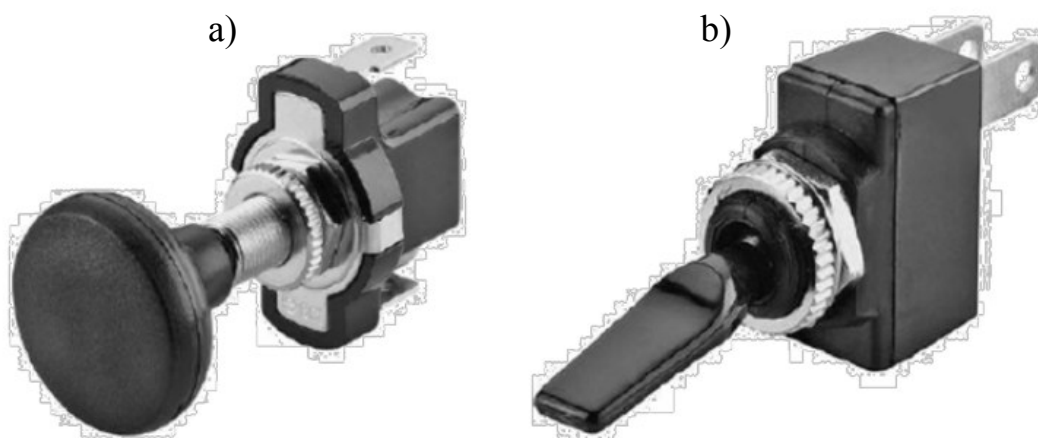
T7.3 Spínač přeběhnutí

T7.3.1 Spínač přeběhnutí brzdového pedálu musí být zabudován do vozidla jako součást vypínacího systému a spojen do série s vypínacími tlačítky. Musí být zabudován z důvodů selhání brzdového systému jako například přeběhnutí brzdového pedálu, které vyústí ve vypnutí zapalování iniciované a řízené systémem definovaným v části „IC“ sekce 4 nebo EV5.4.

T7.3.2 Spínač přeběhnutí brzdového pedálu nesmí dovolit řidiči opětovnou aktivaci.

T7.3.3 Spínač přeběhnutí brzdového pedálu musí být sestaven pomocí analogově ovládaných prvků. Je zakázáno použití digitálně programovatelných ovladačů.

T7.3.4 Spínač přeběhnutí musí být mechanický jednopólový přepínatelný typu „push – pull“ nebo „flip type“ uvedený níže.



Obr. 14: Spínače přeběhnutí brzdového pedálu, a) push – pull, b) flip type

T7.4 Brzdové světlo

T7.4.1 Vozidlo musí být vybaveno červeně svítícím brzdovým světlem. Samotné světlo musí mít černé pozadí a tvar obdélníku, trojúhelníku nebo oválný tvar o velikosti 15 cm² s minimálním počtem lesklých ploch. Každé brzdové světlo musí být zezadu dostatečně viditelné na přímém slunci.

T7.4.2 Toto světlo musí být připevněno mezi koly v úrovni řidičových ramenou.

[9], [10]

3. Výpočet brzdového systému

Ve výpočtech zahrnující součinitel adheze jsou použity hodnoty $\mu_i = \{0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9; 1\}$. Některá vstupní data, zejména hmotnosti nebo poloha těžiště, jsou pouze odhadované hodnoty a mohou se s vývojem vozidla měnit.

Předpokládaná celková hmotnost vozidla:

$$m_c = 350 \text{ kg}$$

Hmotnost na přední a zadní nápravě:

$$m_p = 140 \text{ kg}$$

$$m_z = 210 \text{ kg}$$

Rozvor náprav:

$$L = 1785 \text{ mm}$$

Dynamický poloměr kola:

$$r_d = 266,7 \text{ mm}$$

Výška těžiště:

$$h_t = 450 \text{ mm}$$

Vzdálenost těžiště od náprav:

$$L_p = 1070,6 \text{ mm}$$

$$L_z = 714,4 \text{ mm}$$

Statické zatížení přední a zadní nápravy:

$$F_{ZP} = m_p \cdot g \tag{3.1}$$

$$F_{ZP} = 140 \cdot 9,81$$

$$F_{ZP} = 1373,4 \text{ N}$$

$$F_{ZZ} = m_Z \cdot g \quad (3.2)$$

$$F_{ZZ} = 210 \cdot 9,81$$

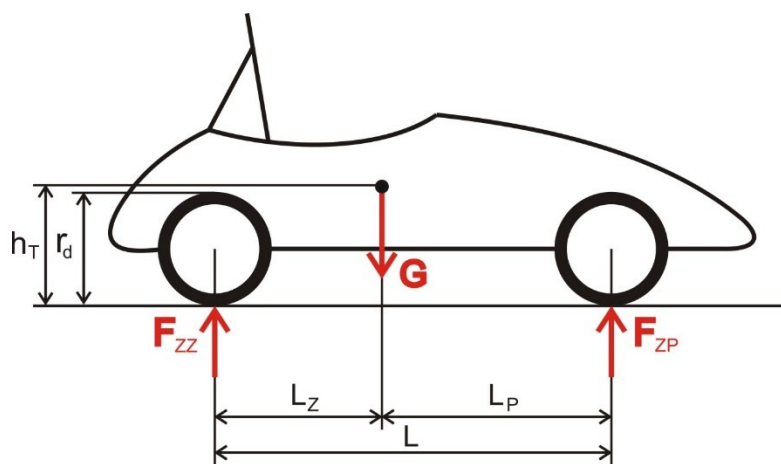
$$F_{ZZ} = 2060,1 \text{ N}$$

kde:

m_p ...hmotnost na přední nápravě

m_z ...hmotnost na zadní nápravě

g ...gravitační zrychlení



Obr. 15: Statické síly působící na vozidlo

Brzdné zpomalení:

$$b = \mu_x \cdot g \quad (3.3)$$

$$b = 0,5 \cdot 9,81$$

$$b = 4,91 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

kde:

μ_x – součinitel smykového tření v ose x

g – gravitační zrychlení

Tabulka 3: Hodnoty brzdného zpomalení

	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
$b =$	4,91	5,89	6,87	7,85	8,83	9,81

Setrvačná síla:

$$F_s = b \cdot m_c \quad (3.4)$$

$$F_s = 4,91 \cdot 350$$

$$F_s = 1716,8 \text{ N}$$

kde:

b...brzdné zpomalení

m_c ...předpokládaná celková hmotnost vozidla

Tabulka 4: Hodnoty setrvačné síly

	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
$F_s =$	1716,8	2060,1	2403,5	2746,8	3090,2	3433,5

Dynamické zatížení přední a zadní nápravy:

$$F_{ZP}^{dyn} = \frac{F_s \cdot h_t + m_c \cdot L_Z \cdot g}{L} \quad (3.5)$$

$$F_{ZP}^{dyn} = \frac{1716,8 \cdot 0,45 + 350 \cdot 0,7144 \cdot 9,81}{1,785}$$

$$F_{ZP}^{dyn} = 1807 \text{ N}$$

$$F_{ZZ}^{dyn} = \frac{-F_s \cdot h_t + m_c \cdot L_Z \cdot g}{L} \quad (3.6)$$

$$F_{ZZ}^{dyn} = \frac{-1716,8 \cdot 0,45 + 350 \cdot 0,7144 \cdot 9,81}{1,785}$$

$$F_{ZZ}^{dyn} = 941,4 \text{ N}$$

kde:

F_s ...setrvačná síla

L_Z ...vzdálenost těžiště od zadní nápravy

h_t ...výška těžiště

g ...gravitační zrychlení

m_c ...předpokládaná celková hmotnost vozidla

L ...rozvor náprav

Tabulka 5: Hodnoty dynamického zatížení přední a zadní nápravy

	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
$F_{ZP}^{dyn} =$	1807	1893,5	1980,1	2066,6	2153,2	2239,8
$F_{ZZ}^{dyn} =$	941,4	854,8	768,3	681,7	595,1	508,6

Brzdná síla na kole přední a zadní nápravy:

$$F_{bP} = \frac{F_{ZP}^{dyn} \cdot \mu_x}{2} \quad (3.7)$$

$$F_{bP} = \frac{1807 \cdot 0,5}{2}$$

$$F_{bP} = 451,7 \text{ N}$$

$$F_{bZ} = \frac{F_{ZZ}^{dyn} \cdot \mu_x}{2} \quad (3.8)$$

$$F_{bZ} = \frac{941,4 \cdot 0,5}{2}$$

$$F_{bZ} = 235,3 \text{ N}$$

kde:

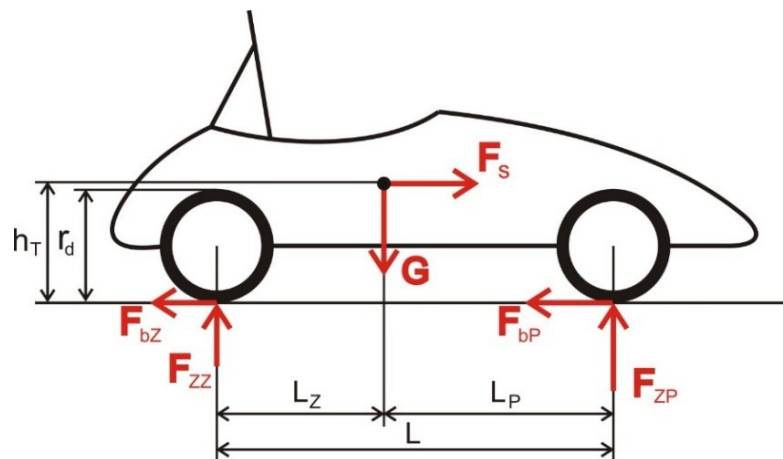
F_{ZP}^{dyn} ...dynamické zatížení přední nápravy

F_{ZZ}^{dyn} ...dynamické zatížení zadní nápravy

μ_x ...součinitel smykového tření v ose x

Tabulka 6: Hodnoty brzdné síly předního a zadního kola

	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
$F_{bP} =$	451,7	568,1	693	826,7	968,9	1119,9
$F_{bZ} =$	235,3	256,4	268,9	272,7	267,8	254,3



Obr. 16: Dynamické síly působící na vozidlo

Brzdňý moment působící na kolo přední a zadní nápravy:

$$M_{bP} = F_{bP} \cdot r_d \quad (3.9)$$

$$M_{bP} = 451,7 \cdot 0,2667$$

$$M_{bP} = 120,5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{bZ} = F_{bZ} \cdot r_d \quad (3.10)$$

$$M_{bZ} = 235,3 \cdot 0,2667$$

$$M_{bZ} = 62,8 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

F_{bP} ...brzdňá síla na kole přední nápravy

F_{bZ} ...brzdňá síla na kole zadní nápravy

r_d ...dynamický poloměr kola

Tabulka 7: Hodnoty brzdňého momentu na přední a zadní nápravě

	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
$M_{bP} =$	120,5	151,5	184,8	220,5	258,4	298,7
$M_{bZ} =$	62,8	68,4	71,7	72,7	71,4	67,8

Brzdná síla zatěžující třmen brzdy kola přední a zadní nápravy:

$$F_{btrP} = \frac{M_{bP}}{r_p} \quad (3.11)$$

$$F_{btrP} = \frac{120,5}{0,107}$$

$$F_{btrP} = 1120,7 \text{ N}$$

$$F_{btrZ} = \frac{M_{bZ}}{r_z} \text{ [N]} \quad (3.12)$$

$$F_{btrP} = \frac{62,8}{0,107}$$

$$F_{btrP} = 583,9 \text{ N}$$

kde:

r_i ...střední poloměr třecího obložení

M_{bP} , M_{bZ} ...brzdný moment působící na kolo přední, zadní nápravy

Tabulka 8: Hodnoty brzdných sil zatěžující třmen brzdy kola přední a zadní nápravy

	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
$F_{btrP} =$	1120,7	1409,3	1719,4	2050,9	2403,9	2778,3
$F_{btrZ} =$	583,9	636,2	667,1	676,5	664,4	630,9

Tlak v předním a zadním okruhu:

$$p_P = \frac{F_{btrP}}{S_{vP} \cdot \mu_0 \cdot i} \quad (3.13)$$

$$p_P = \frac{F_{btrP}}{\left(\frac{\pi \cdot d_{1P}}{4} + \frac{\pi \cdot d_{2P}}{4}\right) \cdot \mu_0 \cdot i}$$

$$p_P = \frac{1120,7}{1511,1 \cdot 10^6 \cdot 0,4 \cdot 2}$$

$$p_P = 927083,8 \text{ Pa}$$

$$p_Z = \frac{F_{btrZ}}{S_{vZ} \cdot \mu_0 \cdot i} \quad (3.14)$$

$$p_Z = \frac{F_{btrZ}}{\frac{\pi \cdot d_Z^2}{4} \cdot \mu_0 \cdot i}$$

$$p_Z = \frac{583,9}{1134,1 \cdot 10^6 \cdot 0,4 \cdot 2}$$

$$p_Z = 643532,2 \text{ Pa}$$

kde:

FbtrP, FbtrZ ...brzdňá síla zatěžující třmen brzdy kola přední, zadní nápravy

S_{vP}, S_{vZ}...plocha pístu přední, zadní nápravy

d_{1P}, d_{2P}...průměr prvního a druhého pístu ve třmenu přední nápravy

d_Z...průměr pístu ve třmenu zadní nápravy, d_Z = 38 mm

μ₀...součinitel tření brzdového obložení, μ₀ = 0,4

i...počet třecích segmentů, i = 2

Tabulka 9: Hodnoty tlaku v předním a zadním okruhu

	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
$p_P =$	927083,8	1165792,6	1422265,4	1696502,2	1988503,1	2298267,9
$p_Z =$	643532,2	701231,8	735262,5	745624,3	732317	695340,9

Síly vyvíjené na brzdové válce, potřebné k dosažení tlaku v předním a zadním okruhu:

$$F_{BVP} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot p_P \quad (3.15)$$

$$F_{BVP} = \frac{\pi \cdot 0,018^2}{4} \cdot 927083,3$$

$$F_{BVP} = 235,9 \text{ N}$$

$$F_{BVZ} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot p_P \quad (3.16)$$

$$F_{BVZ} = \frac{\pi \cdot 0,018^2}{4} \cdot 643532,2$$

$$F_{BVZ} = 163,8 \text{ N}$$

kde:

p_p, p_z ...tlak v předním, zadním okruhu

d ...vnitřní průměr hlavních brzdových válců

Tabulka 10: Hodnoty sil vyvíjených na brzdové válce

	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
$F_{BVP} =$	235,9	296,7	361,9	431,7	506	584,8
$F_{BVZ} =$	163,8	187,4	187,1	189,7	186,4	176,9

Pedálový poměr:

$$p_r = \frac{A}{B} \quad (3.17)$$

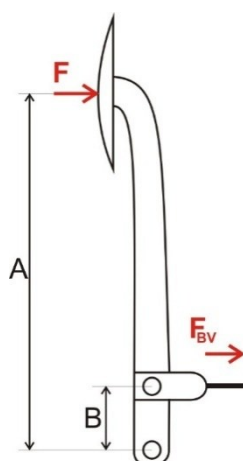
$$p_r = \frac{253}{50,5}$$

$$p_r = 5$$

kde:

A...vzdálenost mezi místem působení ovládací síly a čepem, kolem kterého se pedál otáčí

B...vzdálenost mezi čepem, kolem kterého se pedál otáčí a středem rozdělovače brzdných sil.



Obr. 17: Pedálový poměr

Ovládací síla vyvíjená na pedál:

$$F = \frac{F_{BVP} + F_{BVZ}}{p_r} \quad (3.18)$$

$$F = \frac{235,9 + 163,8}{5}$$

$$F = 79,9 \text{ N}$$

Tabulka 11: Hodnoty ovládacích sil vyvíjených na pedál

	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
$F =$	79,9	95	109,8	124,3	138,5	152,4

kde:

F_{BVP} , F_{BVZ} ...síla vyvíjená na brzdový válec předního, zadního okruhu

p_r ...pedálový poměr

Nastavení rozdělovače brzdných sil:

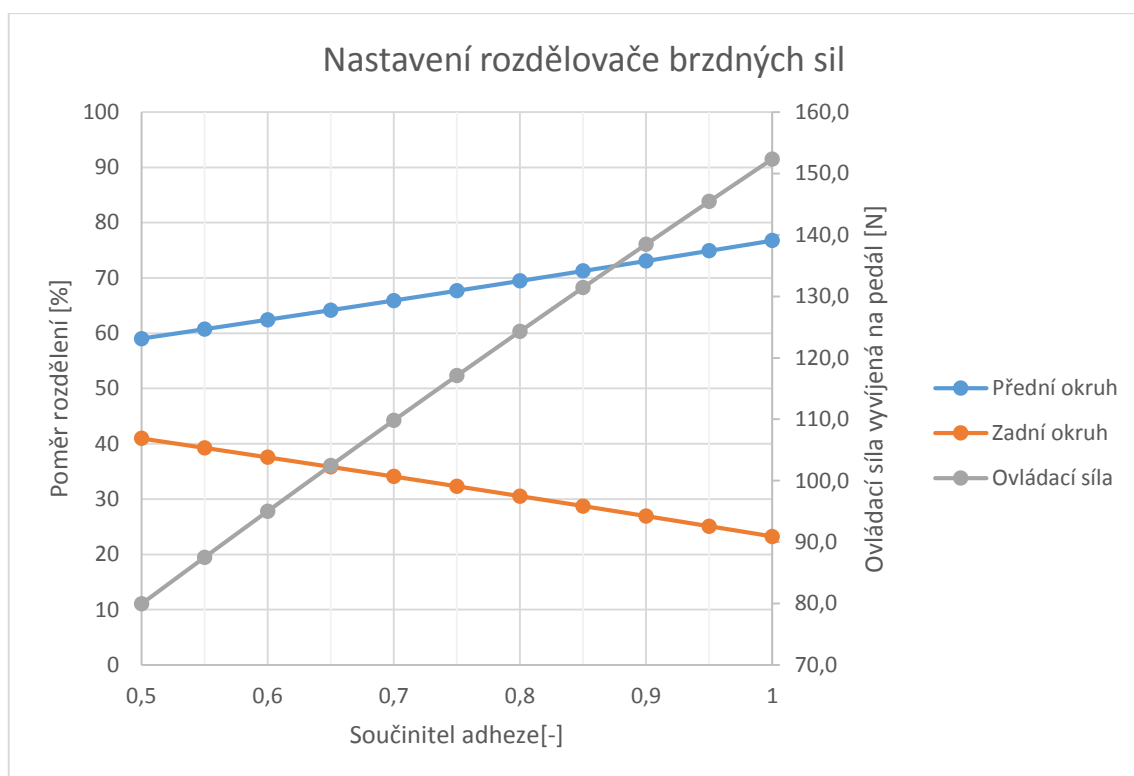
$$P_{\text{přední}} = \frac{F_{BVP} + F_{BVZ}}{F_{BVP}} \quad (3.19)$$

$$P_{\text{přední}} = \frac{235,9 + 163,8}{235,9}$$

$$P_{\text{přední}} = 59 \%$$

Tabulka 12: Hodnoty nastavení rozdělovače brzdných sil

	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
Přední	59	62	66	69	73	77
Zadní	41	38	34	31	27	23



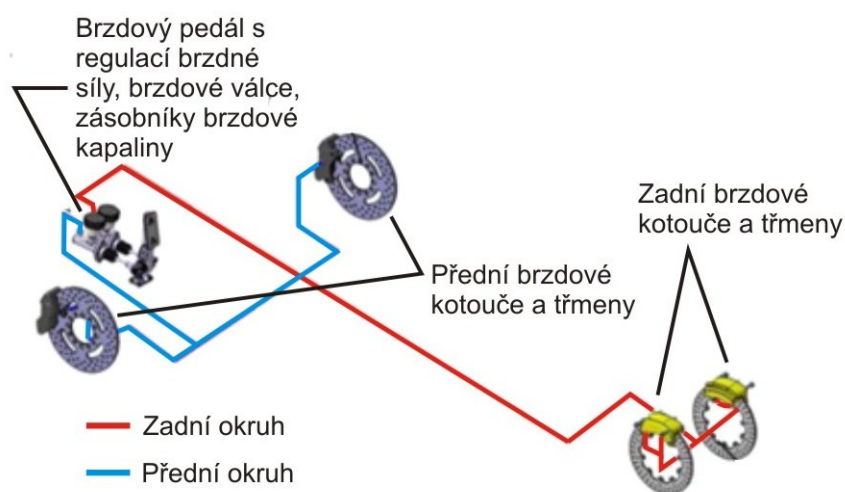
Obr. 18: Graf nastavení rozdělovače brzdných sil

Tento graf vyjadřuje, jaké by mělo být nastavení rozdělovače brzdných sil při určité hodnotě součinitele adheze. Pro hodnoty součinitele je také vypočtena ovládací síla vyvíjená na pedál, která je také v grafu uvedena. Toto nastavení je platné, pokud jsou použity třmeny a kotouče, pro které je výpočet prováděn.

[4], [10], [23]

4. Výběr komponentů brzdové soustavy

Pro přímočinnou dvouokruhovou brzdovou soustavu bez posilovače brzdného účinku, zobrazenou na obr. 19, je níže proveden výběr jednotlivých komponent. Jelikož je vozidlo stále ve vývoji, může se tak stát, že komponenty uvedené níže budou nahrazeny jinými. Ceny uvedené u jednotlivých částí mohou být pouze přibližné, v závislosti na aktuálním kurzu české koruny.



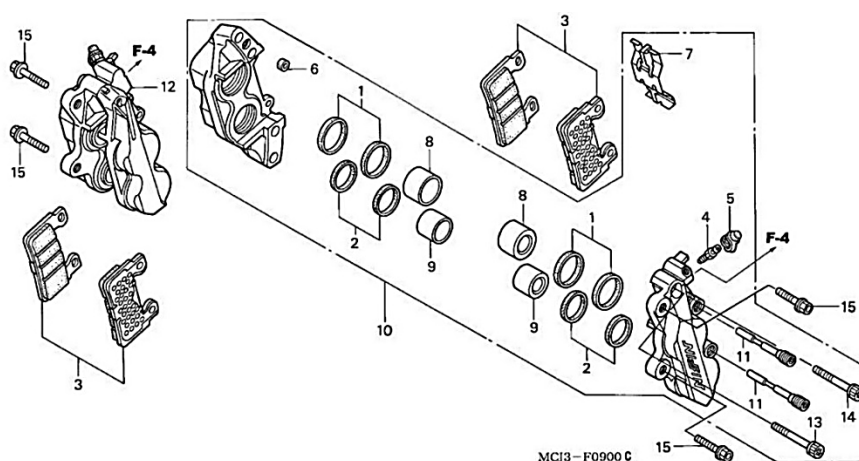
Obr. 19: Schéma přímočinné dvouokruhové brzdové soustavy bez posilovače brzdného účinku [24]

4.1 Brzdové třmeny

Pro brzdění kol přední nápravy byl zvolen typ pevných čtyř pístových třmenů. Těmto požadavkům vyhověly třmeny americké společnosti Nissin Brake typ CBR954 RR. Jedná se o výrobce originálních brzdových dílů pro automobily a motocykly. K těmto třmenům jsou použity brzdové destičky Honda typu 06455-MBW-E12. Průměr pístů těchto třmenů je 32/30 mm. Cena repasovaných třmenů, které jsou na vozidle použity, je přibližně 1500 Kč a cena originálních brzdových destiček je přibližně 1000 Kč.



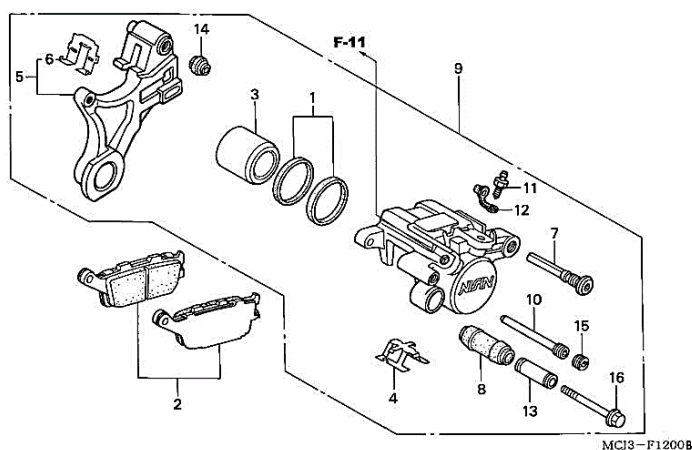
Obr. 20: Přední brzdové třmeny Nissin – typ CBR954 RR



Obr. 21: Schéma sestavení předního brzdového třmenu Nissin [11]

Pro brzdění kol zadní nápravy byl zvolen typ plovoucích jedno-pístových třmenů taktéž od společnosti Nissin Brake. K těmto třmenům jsou opět použity brzdové destičky Honda typu 43105-MW0-415. Průměr pístu třmenu je 38 mm. Cena repasovaných třmenů je přibližně 1000 Kč a cena originálních brzdových destiček je přibližně 800 Kč.

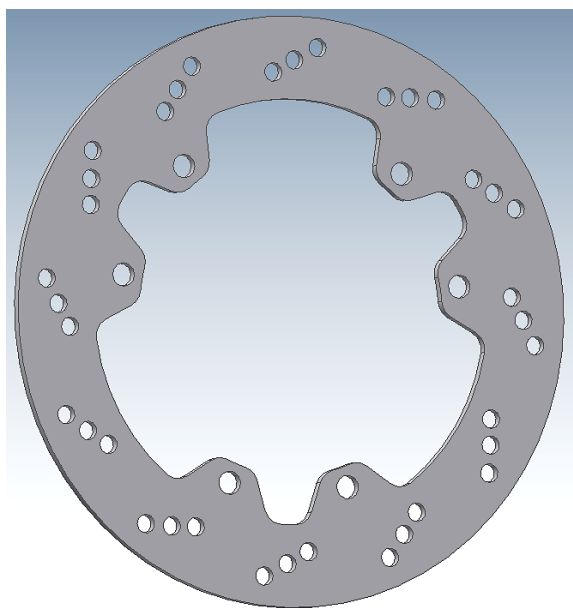
[13], [14], [15]



Obr. 22: Schéma sestavení zadního brzdového třmenu Nissin [12]

4.2 Brzdové kotouče

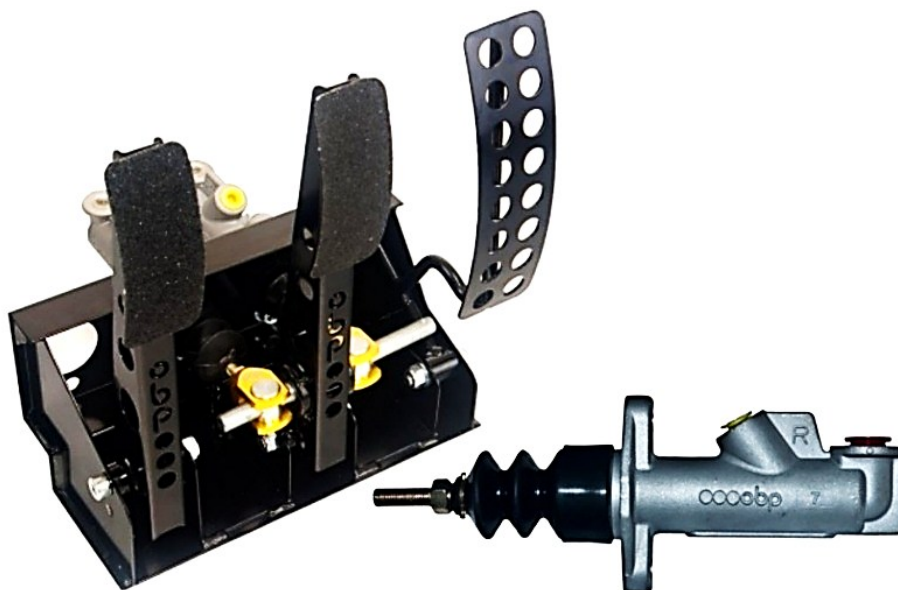
Další součásti brzdové soustavy byly zvoleny dvoudílné brzdové kotouče hrncovitého tvaru, kde vnější věnec byl vybrán od Španělské společnosti NG Disc Brakes. Vnější průměr věnce je 250 mm a tloušťka 4 mm. K této součásti bude vyroben unašeč, ke kterému bude tento věnec upevněn pomocí šesti šroubů. Cena věnce je přibližně 1859 Kč. [16]



Obr. 23: Věnec brzdového kotouče

4.3 Pedálová skupina

Pedálová skupina byla vybrána od Anglické společnosti OBP (Optimum Balance Products) Motorsport. Jedná se o typ OBPKC011, ve kterém jsou na konzoli připevněny pedály akcelérátoru, brzdy a spojky. Pedály jsou vyrobeny z odlehčené oceli ČSN 11 321 s protiskluzovou úpravou kontaktních ploch. Kompletní váha pedálové sady se třemi pedály se pohybuje okolo 3 kg. S touto pedálovou skupinou jsou již dodávány dva hlavní brzdové válce typu OBPCB001 s vnitřním průměrem 17,8 mm. Vstup do brzdového válce je proveden přes jemný vnitřní závit s průměrem 7/16UNF (11,1 mm) a výstup přes 3/8UNF (9,5 mm). Průměr závitu táhla je 5/16UNF (7,95 mm). Součástí brzdového pedálu je také rozdělovač brzdných sil. Cena tohoto typu pedálové skupiny je přibližně 6 200 Kč včetně brzdových válců a rozdělovače brzdných sil.



Obr. 24: pedálová skupina OBPKC011 s brzdovými válci OBPCB001

Rozdělovač brzdných sil se skládá z otočné závitové tyče se sférickým ložiskem. Otáčením závitové tyče se mění poloha sférického ložiska uvnitř brzdového pedálu, a tak dochází ke změně síly vyvíjené na jeden či druhý brzdový válec.



Obr. 25: Rozdělovač brzdných sil OBPCB010

Nastavení rozdělovače brzdných sil se provádí pomocí seřizovacího kabelu, který je připevněn k závitové tyči a druhý konec je umístěn v dosahu řidiče a ten si tak může během jízdy nastavit optimální rozdělení brzdných sil. Jednotná délka je 700 mm, lze ji však zkrátit podle potřeby zabudování do vozidla. Cena tohoto dílu je přibližně 923 Kč.

[17], [18], [19]



Obr. 26: Seřizovací kabel OBPCB009

4.4 Brzdová kapalina

Brzdová kapalina byla vybrána od Švýcarské společnosti Motorex. Tato kapalina splňuje normu DOT 5.1, jejíž mokrý bod varu přesahuje hodnotu 180°C a se suchý bod varu přesahuje hodnotu 265°C. Zabraňuje vytváření par i při extrémní brzděné zátěži a poskytuje výkonné a odpovědné brzdění. Jelikož je předpoklad, že vozidlo bude hodně a prudce brzdit, je tato kapalina optimální volbou i vzhledem k ceně, která je přibližně 210 Kč za balení 250 ml. [20]

4.5 Zásobníky brzdové kapaliny, její vedení a další součásti brzdového systému

Pro zvolenou brzdovou kapalinu je zapotřebí také zakomponovat do brzdového systému zásobníky brzdové kapaliny. Pro tyto účely poslouží dvojice zásobníků OBPCB004, jejichž rozměry jsou 80 mm na výšku a průměr nádobek je 70 mm. Výstup zásobníků je jemný závit o průměru 7/16UNF (11,1 mm). Cena jednoho kusu zásobníku je přibližně 391 Kč.

Propojení mezi zásobníkem a brzdovým válcem je zajištěna pomocí teflonové hadice OBPST001 s vnějším ocelovým opletem o délce 310 mm, splňující požadavky dle pravidel SAE. Ta je na obou stranách zakončena opět vnitřním závitem 7/16UNF (11,1 mm). Součástí hadice je také redukce, která umožní zašroubování k brzdovému válci. Cena hadice i s redukcí je přibližně 426 Kč.



Obr. 27: Zásobník brzdové kapaliny OBPCB004 a propojovací hadice OBPST001

Jako vedení brzdové kapaliny od hlavních brzdových válců k samotným brzdám poslouží brzdová teflonová hadice Goodridge 03CLG se silikonovou bužírkou s ocelovým opletením zabráňující průrazu hadice. Zde záleží na návrhu vedení těchto hadic a volbě jejich délky.



Obr. 28: Brzdová hadice

K těmto hadicím je také další příslušenství, jako jsou jednoduché i oboustranné banjo koncovky, dvojité průtokové šrouby k rozvedení kapaliny do dvou větví a jednoduché průtokové šrouby na tyto koncovky. Banjo koncovky lze také volit v různých úhlech ohnutí. Cena hadice je 253 Kč za 1 m délky. Cena jednoduchého průtokového šroubu je 32 Kč, cena dvojitého je 47 Kč a banjo koncovky okolo 170 Kč. Dále je také zapotřebí měděné podložky a vložky, tzv. olivy. Podložky jsou dle průměru v hodnotě do 6 Kč za kus a vložky 25 Kč také za kus.



Obr. 29: Průtokové šrouby



Obr. 30: Banjo koncovky



Obr. 31: Měděné podložky a měděná vložka

Spínač přeběhnutí brzdového pedálu je použit opět od společnosti OBP. Jedná se o součást, která zajišťuje bezpečnost při poruše brzdového systému. Funguje tak, že pokud se brzdový pedál dostane na konec dráhy chodu, aktivuje spínač, který je sériově zapojen s hlavním nouzovým vypínačem. Při aktivaci tohoto spínače se přeruší dodávky paliva a vypne se zapalování motoru. Podle pravidel musí být tento spínač konstruován tak, aby řidič nebyl schopen opětovným stlačením uvést vozidlo do činnosti. Vybrán byl spínač typ push – pull OBPBV01. Cena této součásti je přibližně 1 156 Kč. [19], [21], [22]



Obr. 32: Spínač přeběhnutí brzdového pedálu OBPBV01

4.6 Cenová kalkulace komponentů

V níže uvedené tabulce je uvedena přibližná cenová kalkulace komponentů brzdového systému. Jak již bylo zmíněno, ceny jsou pouze přibližné a jsou závislé na aktuálním kurzu české koruny. Celková cena všech komponentů brzdové soustavy je 33 858 Kč. (viz. Tabulka 13)

Tabulka 13: Cenová kalkulace komponentů brzdové soustavy

komponenta	poč. kusů	cena v Kč	komponenta	poč. kusů	cena v Kč
třmeny – přední (repasované)	2	3 000	zásobníky brzdové kapaliny	2	782
třmeny – zadní (repasované)	2	2 000	spojovací hadice	2	852
brzdové destičky - přední	2	2 000	brzdová hadice 1m	10	2 530
brzdové destičky - zadní	2	1 600	průtokové šrouby (jednoduchý/dvojitý)	16/2	606
věnce kotoučů	4	7 416	banjo koncovky (jednoduchá/dvojitá)	16/2	3 060
pedálová skupina	1	6 200	podložky	20	120
seřizovací kabel	1	923	vložky	20	500
brzdová kapalina 250 ml	4	840	spínač přeběhnutí	1	1 156
Cena celkem				33 858 Kč	

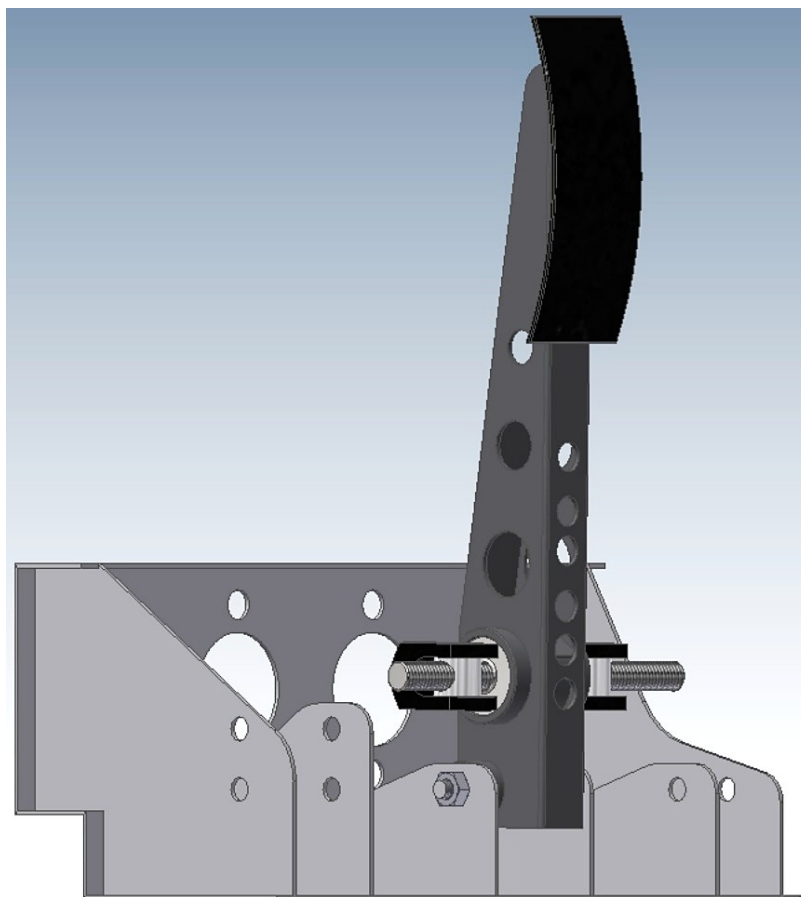
5. Model brzdového pedálu a jeho pevnostní analýza

Model brzdového pedálu je vytvořen v programu Autodesk Inventor. Jedná se o sestavu těla brzdového pedálu, na který je přišroubovaná nášlapná část a rozdělovače brzdných sil.



Obr. 33: Model brzdového pedálu

Tento pedál je umístěn v pedálové skupině a je připevněn pomocí oboustranného šroubu, jehož dík tvoří čep, kolem kterého se pedál otáčí. Konzole pedálové skupiny je vyrobena z tenkého plechu, do kterého jsou umístěny pedály akcelératoru, brzdy a spojky a dále jsou zde umístěny dva hlavní brzdové válce. Celá tato pedálová skupina je k vozidlu připevněna pomocí dvojice šroubů, pro které jsou vyvrtány díry ve spodní části konzole.

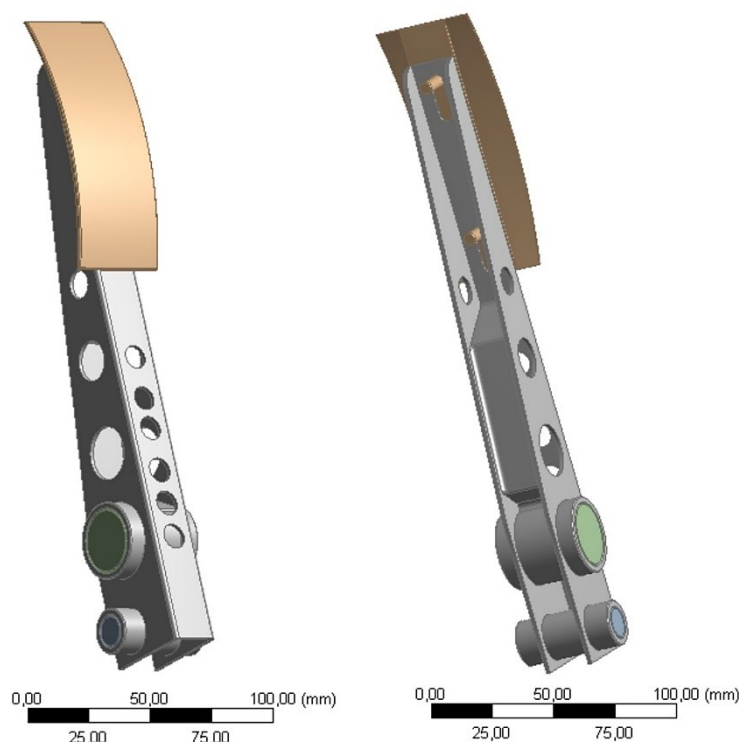


Obr. 34: Brzdový pedál upevněný do pedálové skupiny

5.1 Pevnostní analýza pedálu

Pro pevnostní analýzu pedálu byl použit software Ansys. Vytvořená sestava pedálu byla zjednodušena tak, že rozdělovač brzdných sil byl nahrazen čepem a další čep byl vložen do díry pro šroub, kterým je pedál přišroubován do pedálové skupiny. Tato sestava byla poté vyexportována ze softwaru Autodesk Inventor do formátu parasolid s příponou „.x_t“.

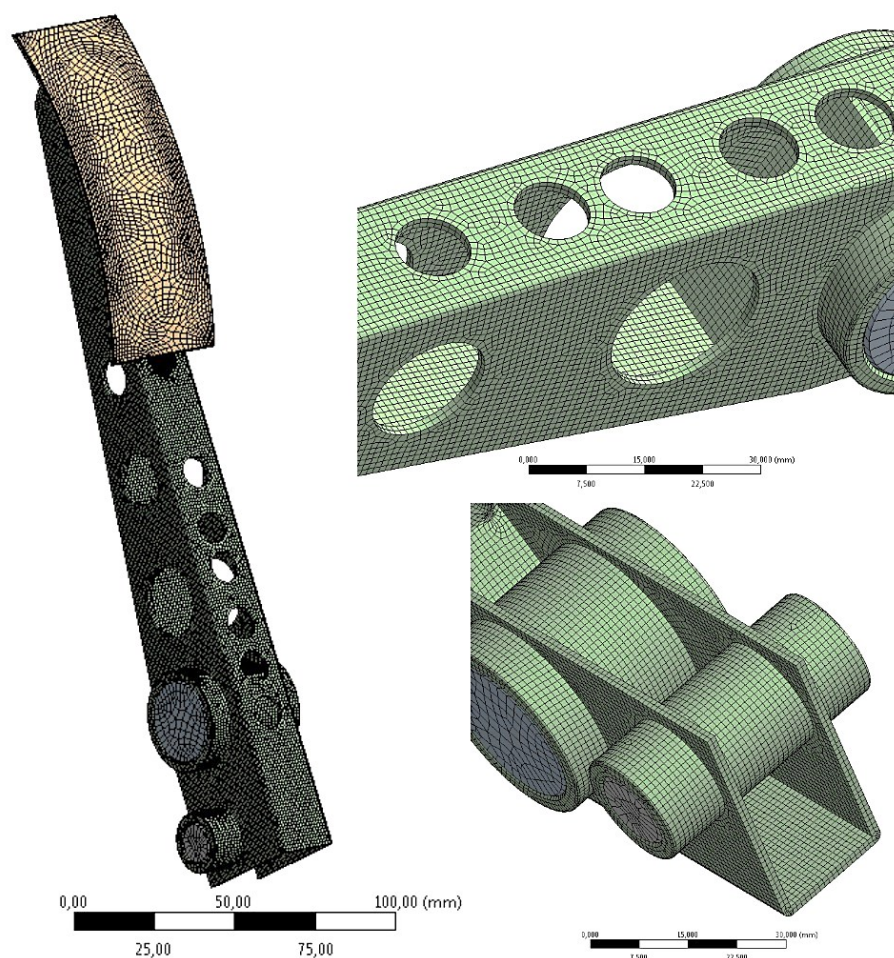
Po spuštění SW Ansys a výběru položky Static Structural ze sekce Analysis Systems v Toolbox Menu byl proveden import dat v okně Design Modeler. Zde byly provedeny dvě úpravy, a to sloučení nášlapné části a pedálu v jeden celek pomocí příkazu „Form New Part“ a dále vymazání matic a podložek příkazem „Suppress Body“.



Obr. 35: Model pedálu pro pevnostní analýzu

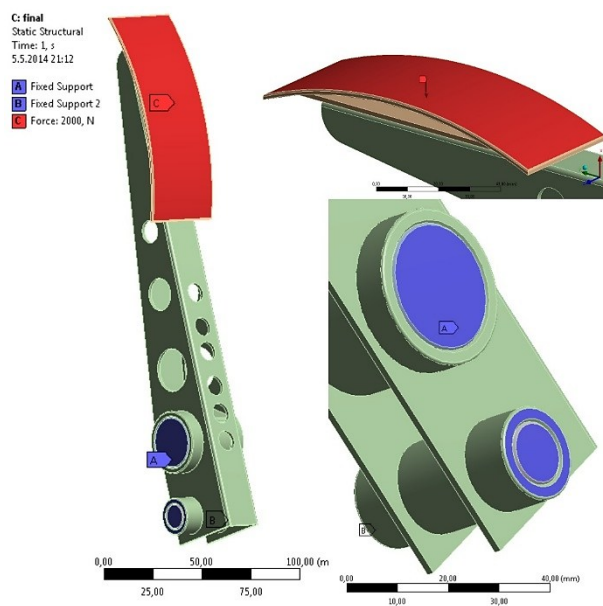
Další postup příprav pro pevnostní analýzu probíhal v okně Mechanical. Jako první byly nastaveny kontakty mezi jednotlivými prvky soustavy. Mezi velkým čepem a tělem pedálu byl nastaven kontakt typu „Bonded“. Stejná vazba byla nastavena mezi malým čepem a tělem pedálu a nášlapnou částí a tělem pedálu. Tato vazba udává, že součásti jsou k sobě spojeny a nelze je od sebe oddělit.

Po nastavení kontaktů je další na řadě nastavení síťování modelu. Před samotným spuštěním síťování byla přidána metoda síťování „Hex Dominant Method“, která udává, že model bude síťován elementy ve tvaru čtverce. Dále byly přidány dva prvky s názvem „Body Sizing“. První se vztahuje k tělu pedálu, pro který je nastavena velikost elementu na 1 mm, druhý se vztahuje ke dvojici čepů, pro které je nastavena velikost elementu 4 mm. Poté jsou nastaveny vlastnosti sítě, a to konkrétně „Relevance Center“ na hodnotu „Fine“ a „Span Angle Center“ opět na hodnotu „Fine“. Ostatní vlastnosti jsou ve výchozím nastavení.



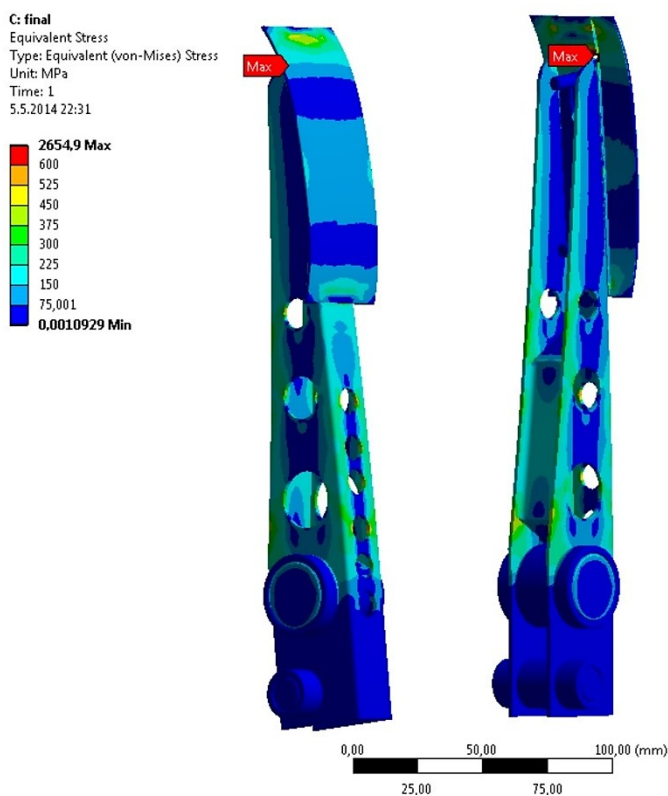
Obr. 36: Síťování modelu

Předposlední část před simulací je nastavení okrajových podmínek. Zatěžující síla pedálu je 2000 N a působí na plochu nášlapné části. Tato hodnota je stanovena pravidly SAE, která jsou uvedena v kapitole 2. Zatížením pedálu silou této hodnoty nesmí dojít k deformaci, která vede ke ztrátě funkce brzdového pedálu. Další okrajové podmínky jsou použity mezi čepy a tělem pedálu. U každého z nich je použita vazba „Fixed Support“ a tato vazba je také použita na plochu u otvoru malého čepu, které se dotýká stěn konzole, ve které je brzdový pedál upevněn.



Obr. 37: Okrajové podmínky

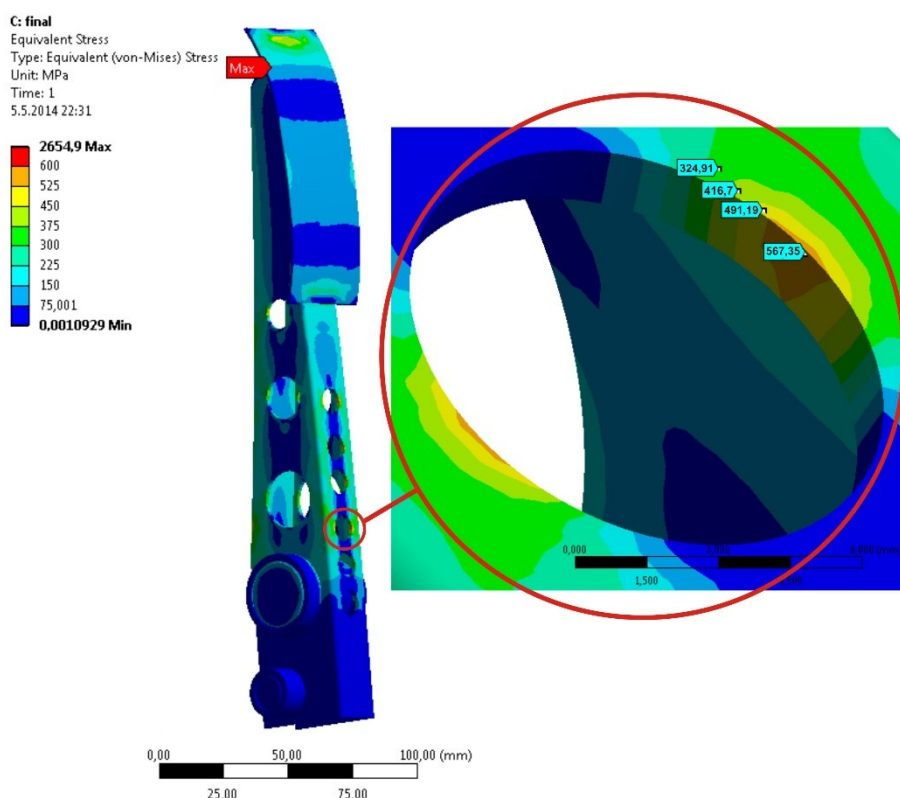
Po dokončení definování okrajových podmínek zbývá pouze vybrat, jaké výsledky ze simulace se mají zobrazit. Vybráno bylo redukované napětí „Equivalent Stress (von-Mises)“, které se řídí teorií napětí dle metody HMH a „Total Deformation“, která zobrazuje deformaci prvku.



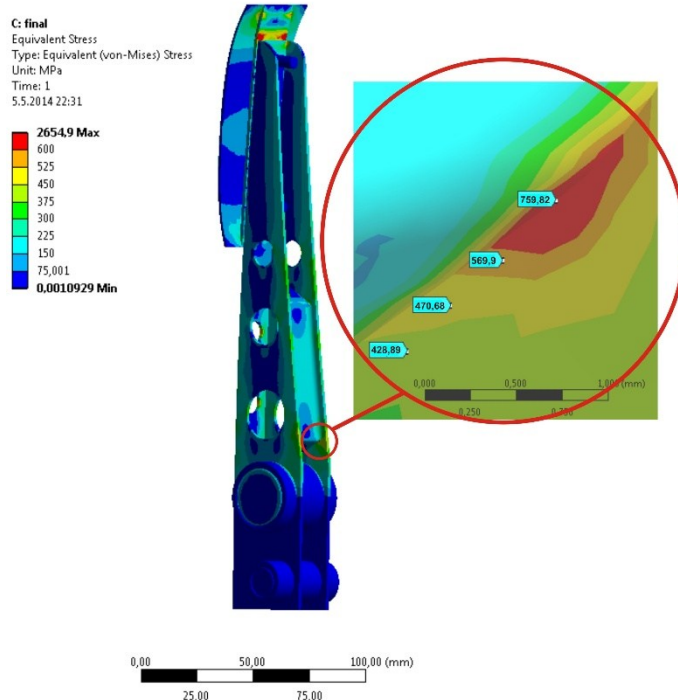
Obr. 38: Výsledné redukované napětí

Z výsledků plyne nejvyšší redukované napětí 2654,9 MPa, které však působí mezi hranou těla pedálu a nášlapnou částí kde dochází ke koncentraci napětí. Navíc při modelování zatížení pedálu je síla aplikována na celou plochu nášlapné části. Ve skutečnosti však tato síly nepůsobí na celou plochu, zejména pak na horní a dolní část, tudíž tento výsledek je zkreslující. Proto je důležitější se věnovat vysokým hodnotám redukovaného napětí na samotném těle pedálu.

Znepokojující výsledky v oblasti odlehčovacích děr na čelní straně těla pedálu (detail Obr. 39) a v místě styku vnitřní stěny pedálu a vyztužovacího plechu ze zadní strany pedálu (detail Obr. 40) byly důsledkem konstrukčních úprav, které budou předcházet takto vysokým hodnotám redukovaného napětí. Zvolený materiál má maximální hodnotu meze kluzu 310 MPa a výsledné redukované napětí v prvním případě překračuje hodnotu 550 MPa, v druhém případě hodnotu 760 MPa.

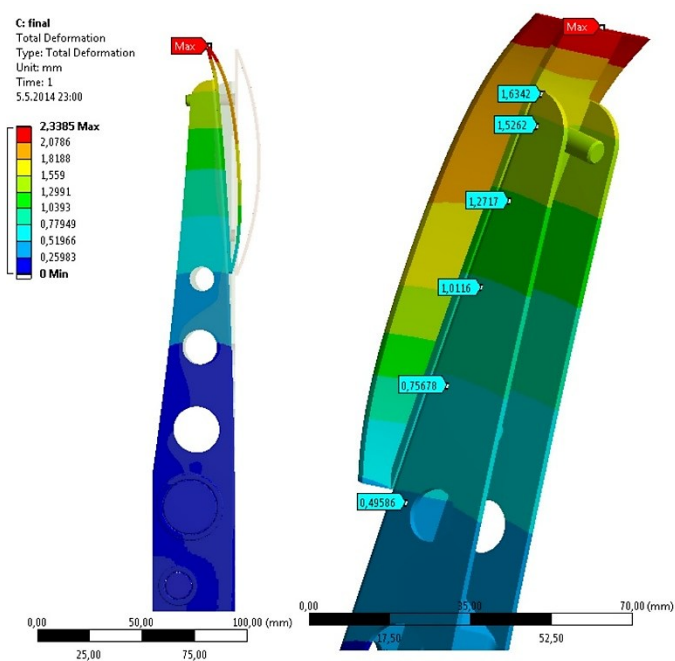


Obr. 39: Detail redukovaného napětí v místě 1



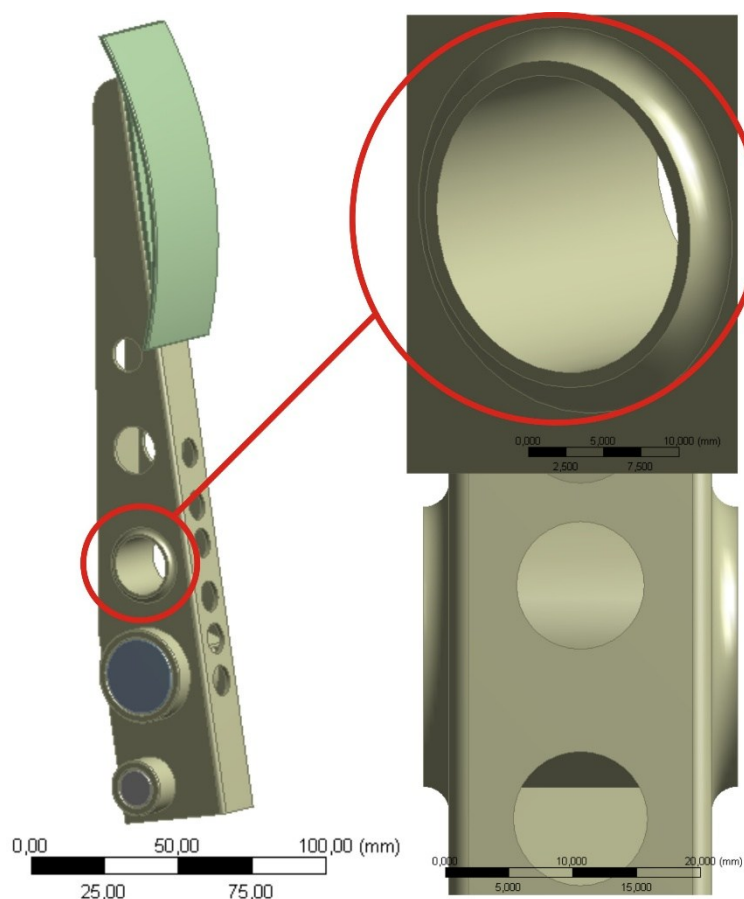
Obr. 40: Detail redukovaného napětí v místě 2

Nejvyšší celková deformace o hodnotě 2,4 mm se nachází na vrchní hraně nášlapné části. Zde se dá předpokládat, že při této deformaci lze stále zachovat funkci brzdového pedálu a dojde pouze k ohnutí nášlapné části. Deformace těla brzdového pedálu dosahuje maximálně hodnoty přibližně 1,6 mm.



Obr. 41: Celková deformace modelu

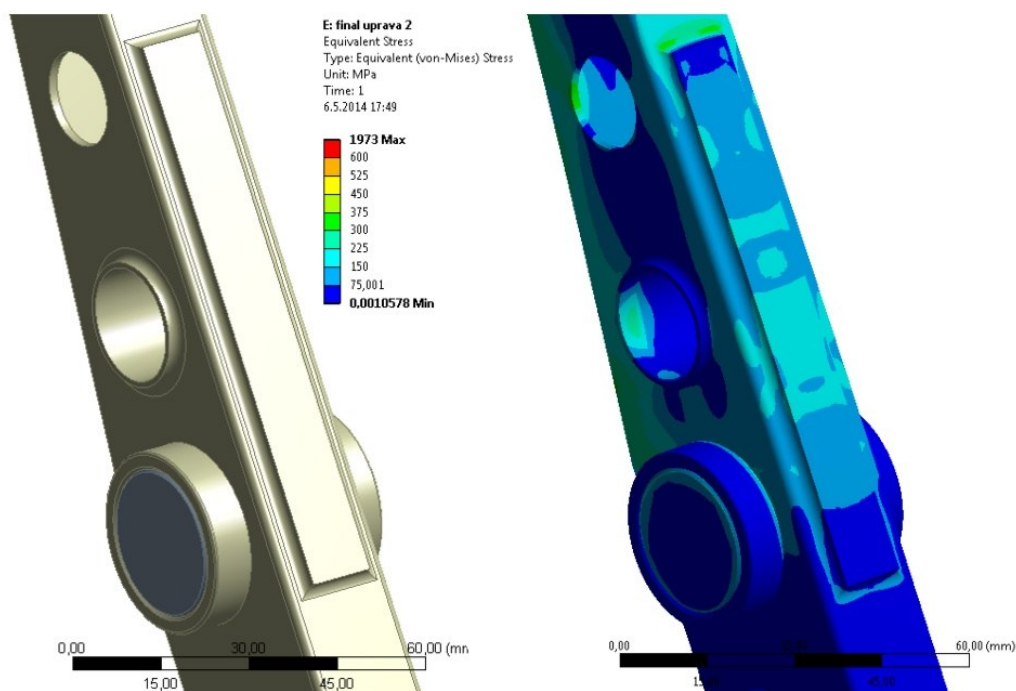
První varianta konstrukční úpravy spočívá ve vložení a přivaření trubky o průměru 22 mm s tloušťkou stěny 2 mm o minimální délce 24,6 mm do největších dvou bočních otvorů. Délka trubky je na každé straně o 2 mm větší, než je šířka těla pedálu a to z důvodů možnosti přivaření ke stěnám těla pedálu.



Obr. 42: Detail úpravy varianty č. 1

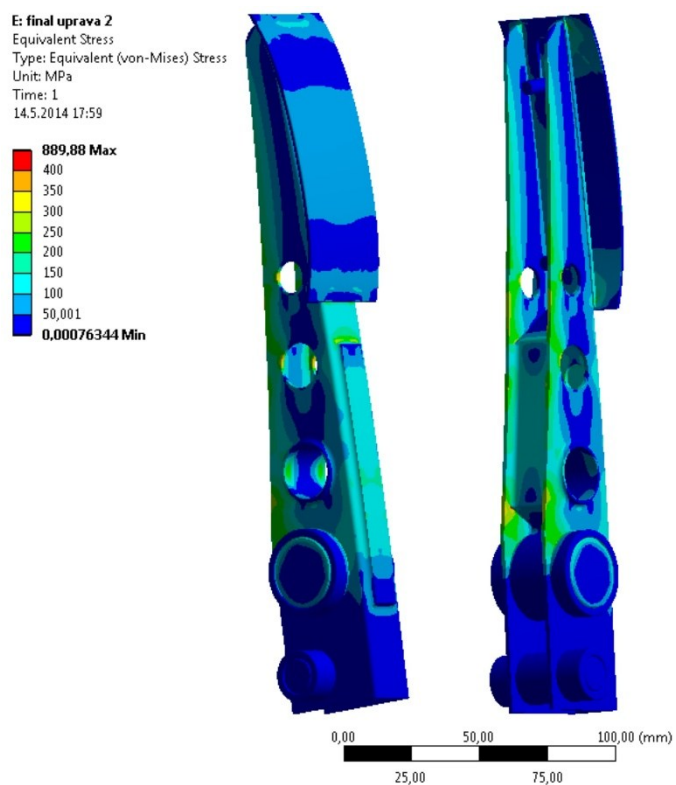
Pro upravený model brzdového pedálu byla znovu provedena pevnostní analýza se stejným nastavením kontaktů mezi jednotlivými prvky sestavy a síťováním a taktéž se stejnými okrajovými podmínkami, jako u předchozího modelu. V místě, kde se nacházelo nejvyšší redukované napětí na těle pedálu, se hodnota snížila přibližně o 160 MPa, stále však je tato hodnota vysoká i když se jedná o místo s koncentrovaným napětím. Redukované napětí v místě díry se zmenšilo v desítkách MPa, zde je také tato hodnota stále vysoká, navíc se po úpravě zvýšila hodnota napětí v nejvýše vyvrtané díře, kde je tato hodnota přibližně stejná, jako před úpravou v díře spodní.

Z důvodů stále neuspokojivých výsledků byla provedena další úprava, a to přivaření obdélníkového plechu o rozměrech 96x12x2 mm na přední stranu těla pedálu, který překryje všechny zde vyvrtané díry. S touto úpravou lze předpokládat úplné odstranění vysokých hodnot redukovaného napětí v těchto místech.



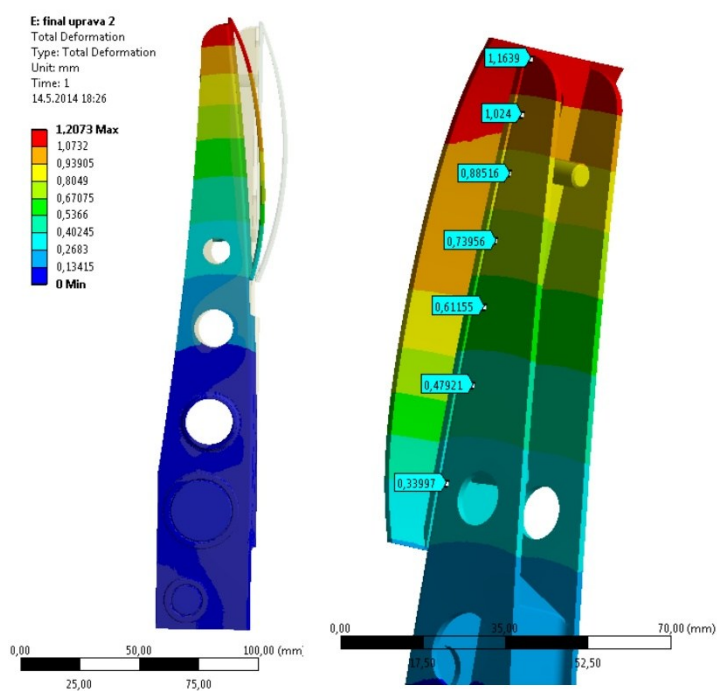
Obr. 43: Detail úpravy varianty č. 2 a redukované napětí v tomto místě

Pro takto upravený model byla znovu provedena pevnostní analýza se stejnými nastaveními jako v předchozích dvou případech. Předpoklad úplného odstranění vysokých hodnot redukovaného napětí na přední straně těla pedálu byl potvrzen, a tak zbývalo jen zkontrolovat místo v zadní části pedálu, kde se vyskytovala nejvyšší hodnota zmíněného napětí. Zde ovšem nedošlo ke snížení této hodnoty. Teprve po upravení nášlapné části horizontálním přesunutím a upevněním v připravených drážkách o délce 20 mm směrem dolů ke konzoli pedálové skupiny vyústilo v nejpříznivější výsledky. Došlo zde k výraznému snížení vysokých hodnot. Objevují se zde pouze špičky vysokého smykového napětí v místech, kde se koncentruje, což je zanedbatelné.



Obr. 44: Redukované napětí upraveného modelu

Při poslední úpravě se také zlepšila celková deformace, jejíž hodnota klesla na 1,2 mm. Takto velká deformace se týká i nášlapně části, kde se hodnota snížila o polovinu.



Obr. 45: Celková deformace upraveného modelu

5.2 Shrnutí úprav brzdového pedálu

Nejjednodušší úpravou brzdového pedálu je horizontální přesunutí a upevnění nášlapné části v připravených drážkách o délce 20 mm směrem dolů ke konzoli pedálové skupiny (viz. Obr. 46). Takto upevněná nášlapná část výrazně zlepšuje výsledky pevnostní analýzy týkající se redukováného napětí a také celkové deformace.

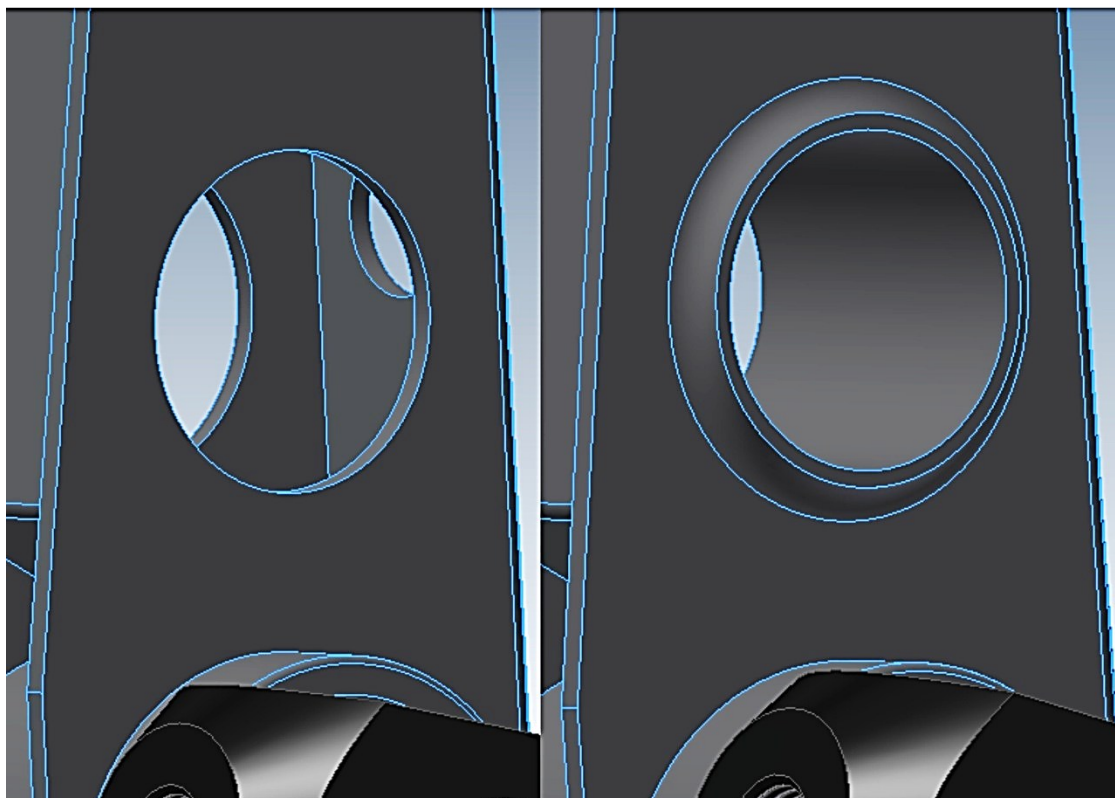


Obr. 46: Porovnání úpravy upevnění nášlapu

Druhou úpravou brzdového pedálu je vyztužení největších odlehčovacích děr v boční části těla pedálu. Do těchto děr se vloží trubka o průměru 22mm, jejíž délka je minimálně 24,6 mm, což zajistí možnost provedení svaru z vnější strany pedálu. Tloušťka stěny trubky je 2 mm. (viz. Obr. 47).

**Původní boční otvor
těla pedálu**

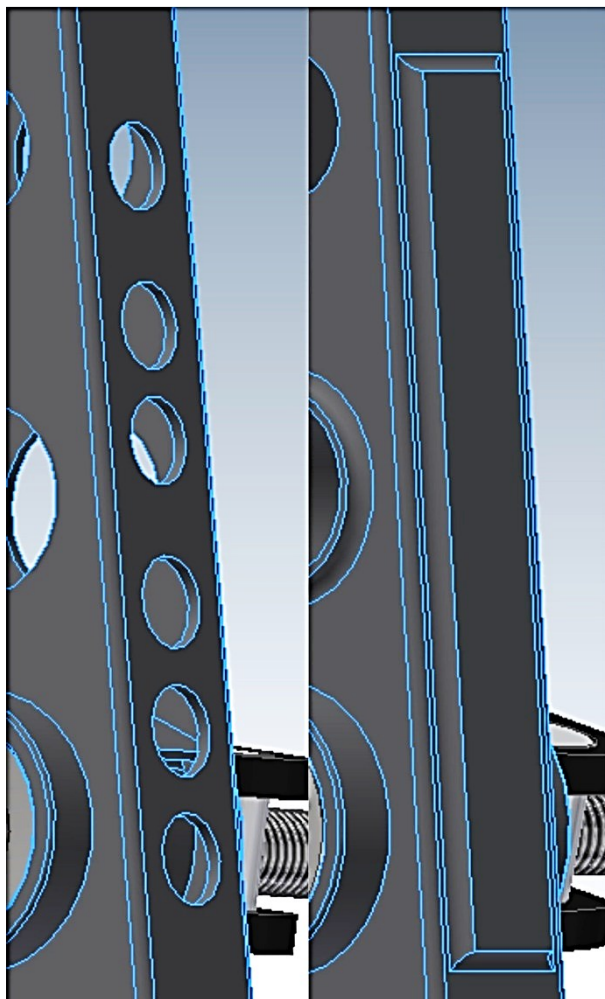
**Upravený boční otvor
těla pedálu**



Obr. 47: Úprava bočních odlehčovacích děr

Poslední konstrukční úpravou brzdového pedálu je překrytí děr na čelní straně těla pedálu ocelovým plechem 96x12x2 mm. Tato úprava je provedena z důvodů výskytu vysokého redukovaného napětí v krajních místech zde překrytých děr na čele pedálu. (viz Obr. 48). Výše zmíněné dvě konstrukční úpravy těla pedálu jsou detailně uvedeny ve výkresu v příloze č. 1.

Původní a upravená čelní část těla pedálu



Obr. 48: Úprava na čele těla pedálu

6. Závěr

Hlavním cílem této diplomové práce byl návrh brzdového systému Formule SAE pomocí výběru jednotlivých komponentů a poté pevnostní analýza brzdového pedálu zatíženého předepsanou silou pravidly SAE.

Pro již známé parametry komponent brzdového systému jsou provedeny výpočty, které vychází z dynamiky pohybu vozidla. Je nutno podotknout, že vstupní informace týkající se hmotnosti či polohy těžiště vozidla jsou pouze orientační, jelikož je vozidlo stále ve vývoji. Cílem výpočtů bylo určit dostačující ovládací síly závislé na součiniteli adheze k ubrzdění vozidla, kterou působí řidič na nášlap pedálu. Pro tyto síly je také vypočítáno procentuální rozdělení sil vyvíjené na jednotlivé brzdové válce, které se provádí pomocí rozdělovače brzdných sil, jenž je součástí brzdového pedálu.

Výběr konkrétních komponentů brzdového systému je realizován ve čtvrté části této práce. Zde jsou jednotlivé komponenty popsány dle zdrojů, většinou prodejních stránek výrobců nebo prodejců a jsou zde také obrázky jednotlivých součástí. K těmto popiskům je také uvedena přibližná cena, která pak vstupuje do celkové kalkulace brzdového systému, která činí 33 858 Kč. Zde je potřeba zmínit, že tyto ceny jsou pouze orientační, většinou přepočítávány z cizí měny.

Pro účely pevnostní analýzy bylo zapotřebí vytvořit 3D model pomocí programu Autodesk Inventor. Zde byly vytvořeny dvě varianty pedálu. První varianta slouží jako model pro kompletní vizualizaci vozidla, druhá varianta slouží pro pevnostní analýzu a je zjednodušená o některé součásti. Konkrétně je zde nahrazen rozdělovač brzdných sil a šroub, kterým je pedál upevněn ke konzoli pedálové skupiny, čepy v podobě jednoduchých válců o průměru a délce příslušné díry. Takto upravená soustava je vyexportována ve formátu parasolid, který lze otevřít v programu Ansys, jenž byl použit pro účely pevnostní analýzy.

Podrobný postup nastavení modelu, jako je například síťování nebo okrajové podmínky jsou uvedeny v části 5.1. Zde jsou uvedeny také výsledky pevnostní analýzy, ze kterých plyne nutnost konstrukčních úprav, jelikož brzdový pedál vyrobený z ocelového plechu 11 321 nevyhověl požadavkům pravidel Formula SAE a po zatížení nášlapné části silou 2000 N došlo k výskytu vysokých hodnot redukovaného napětí dle teorie HMH. Konstrukčních úprav se týkaly zejména odlehčovací otvory na těle pedálu. Problém s těmito otvory vyřešilo přivaření materiálu, který zesiluje místa, kde se objevovalo vysoké redukované napětí. Poslední úpravou brzdového pedálu bylo posunutí a upevnění nášlapné části do nejnižší možné polohy, kterou dovolují drážky v těle pedálu. Takto upravený brzdový pedál již splňuje požadavky pravidel a lze předpokládat úspěšné absolvování testů na závodech. Pro úpravy těla brzdového pedálu byl vytvořen výkres, na kterém jsou zakótována jednotlivá zesílení problémových míst.

Literatura

- [1] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3. přeprac., rozš., aktualiz. vyd. Brno: Prof.Ing.František Vlk, DrSc, 2006. ISBN 80-239-6464-X.
- [2] PUHN, Fred. *Brake handbook*. 3. přeprac., rozš., aktualiz. vyd. Tucson, AZ: HP Books, c1985, 464 s. ISBN 08-958-6232-8.
- [3] JAN, Z.; ŽDÁNSKÝ, B.; ČUPERA, J. *Automobily I.: Podvozky* 2. vyd. Brno: Nakladatelství Avid s.r.o., 2009. 228 s. ISBN 978-80-87143-03-2
- [4] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel: jízdní odpory, hnací charakteristika, brzdění, odpružení, řiditelnost, ovladatelnost, stabilita*. 1. vyd. Brno: VLK, 2000, 434 s. ISBN 80-238-5273-6.
- [5] GSCHIEDLE, Rolf. *Příručka pro automechanika*. Překlad Zdeněk Michňa, Iva Michňová. Praha: Sobotáles, 2001, 629 s. ISBN 80-859-2076-X.
- [6] Brzdová kapalina [online]. [cit. 2014-03-24]. Dostupné z: <http://www.fuchs-oil.cz/automotive/brzdova-kapalina.html>
- [7] Formula Student Czech Republic, o soutěži [online]. [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: http://fsczech.cz/public/o_soutezi/o_soutezi.html
- [8] TU Brno Racing, Studentská formule [online]. [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: <http://www.tubrnoracing.cz/cs/studentska-formule/>
- [9] 2014 Formula SAE® Rules [online]. [cit. 2014-03-25]. Dostupné z: http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2014_fsae_rules.pdf
- [10] TRNA, L. *Brzdový systém formule Student*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 68 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Ondřej Blaták, Ph.D..
- [11] (L30) - TŘMEN PŘEDNÍ BRZDY [online]. [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: <http://www.partsdepot.cz/picown/377313.jpg>
- [12] (L30) - TŘMEN ZADNÍ BRZDY [online]. [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: <http://www.partsdepot.cz/picown/377316.jpg>
- [13] Honda CBR 954 RR – Brzdy [online]. [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: <http://www.tipmoto.com/dily-modely/honda/2142-cbr-954-rr/brzdy/>
- [14] Honda Originál př.desky - Honda CB 1300 [online]. [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: <http://www.tipmoto.com/dily-moto/brzdy/kotouc/124262-original-pr-desky-honda-cb-1300.html>

- [15] GENUINE HONDA BRAKE PAD SET REAR [online]. [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: http://www.ebay.com/itm/GENUINE-HONDA-BRAKE-PAD-SET-REAR-CB1000-CB900F-CBR1000RR-CBR600F2-43105-MW0-415-/221190039140?pt=Motorcycles_Parts_Accessories&hash=item337ff42664&vxp=mtr
- [16] NG 065 Zadní brzdový kotouč [online]. [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: <http://www.inmoto.cz/ng-065-zadni-brzdovy-kotouc->
- [17] Kit Car Cable Clutch Pedal Box OBPKC011 [online]. [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: <http://www.obpltd.com/Pedal-Boxes/Kit-Car/Kit-Car-Cable-Clutch-Pedal-Box-OBPKC011>
- [18] OBP – Pedálové sady a brzdové komponenty [online]. [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: <http://www.mk-racing.cz/?p=509>
- [19] Ceník – pedálové sady [online]. [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: <http://www.mk-racing.cz/download/obp-pedalovesady.pdf>
- [20] BRAKE FLUID DOT 5.1 250g [online]. [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: <http://www.motorexcz.com/brzdove-chladici-kapaliny/72-brake-fluid-dot-51.html>
- [21] Komponenty pro vedení kapalin [online]. [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: http://www.zavodniauta.cz/motorsport/?product_cat=komponenty-pro-vedeni-kapalin
- [22] SKULA, L. *Pedálová skupina Formule Student*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 86 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík.
- [23] MATĚJKA, Jaroslav. *Brzdy a brzdové soustavy*. Učební text.
- [24] Schéma brzdové soustavy [online]. [cit. 2014-05-19]. Dostupné z: <http://www.carttech.cvut.cz/images/gallery/-75.jpg>

Seznam obrázků

Obr. 1: Schéma jednookruhové soustavy	12
Obr. 2: Schéma dvouokruhové soustavy „TT“	12
Obr. 3: Schéma dvouokruhové soustavy „K“	12
Obr. 4: Schéma dvouokruhové soustavy „HT“	13
Obr. 5: Schéma dvouokruhové soustavy „LL“	13
Obr. 6: Schéma dvouokruhové soustavy „HH“	13
Obr. 7: Schéma bubnové brzdy.....	14
Obr. 8: Typy bubnových brzd.....	15
Obr. 9: Kotoučová brzda s pevným třmenem	17
Obr. 10: Výsledný tlak obložení brzdové desky na kotouč	17
Obr. 11: Kotoučová brzda s volným (plovoucím) třmenem	18
Obr. 12: Rozdíl ve chlazení vzduchem bubnové a kotoučové brzdy.....	19
Obr. 13: Řez hlavním brzdovým válcem pro jeden okruh.....	21
Obr. 14: Spínače přeběhnutí brzdového pedálu, a) push – pull, b) flip type	26
Obr. 15: Statické síly působící na vozidlo	28
Obr. 16: Dynamické síly působící na vozidlo.....	31
Obr. 17: Pedálový poměr	34
Obr. 18: Graf nastavení rozdělovače brzdných sil.....	36
Obr. 19: Schéma přímočinné dvouokruhové brzdové soustavy bez posilovače brzdného účinku.....	37
Obr. 20: Přední brzdové třmeny Nissin – typ CBR954 RR.....	38
Obr. 21: Schéma sestavení předního brzdového třmenu Nissin	38
Obr. 22: Schéma sestavení zadního brzdového třmenu Nissin.....	38
Obr. 23: Věnc brzdového kotouče	39
Obr. 24: pedálová skupina OBPKC011 s brzdovými válci OBPCB001	40
Obr. 25: Rozdělovač brzdných sil OBPCB010	40
Obr. 26: Seřizovací kabel OBPCB009	41
Obr. 27: Zásobník brzdové kapaliny OBPCB004 a propojovací hadice OBPST001.....	42
Obr. 28: Brzdová hadice	42
Obr. 29: Průtokové šrouby.....	42
Obr. 30: Banjo koncovky.....	43

Obr. 31: Měděné podložky a měděná vložka	43
Obr. 32: Spínač přeběhnutí brzdového pedálu OBPBV01	43
Obr. 33: Model brzdového pedálu	45
Obr. 34: Brzdový pedál upevněný do pedálové skupiny	46
Obr. 35: Model pedálu pro pevnostní analýzu.....	47
Obr. 36: Sít'ování modelu	48
Obr. 37: Okrajové podmínky	49
Obr. 38: Výsledné redukované napětí.....	49
Obr. 39: Detail redukovaného napětí v místě 1	50
Obr. 40: Detail redukovaného napětí v místě 2	51
Obr. 41: Celková deformace modelu	51
Obr. 42: Detail úpravy varianty č. 1	52
Obr. 43: Detail úpravy varianty č. 2 a redukované napětí v tomto místě	53
Obr. 44: Redukované napětí upraveného modelu.....	54
Obr. 45: Celková deformace upraveného modelu	54
Obr. 46: Porovnání úpravy upevnění nášlapu.....	55
Obr. 47: Úprava bočních odlehčovacích děr	56
Obr. 48: Úprava na čele těla pedálu.....	57

Seznam tabulek

Tabulka 1: Příklad složení brzdového obložení.....	20
Tabulka 2: Hodnoty bodu vzplanutí brzdových kapalin.....	22
Tabulka 3: Hodnoty brzdného zpomalení.....	28
Tabulka 4: Hodnoty setrvačné síly	29
Tabulka 5: Hodnoty dynamického zatížení přední a zadní nápravy.....	30
Tabulka 6: Hodnoty brzdné síly předního a zadního kola	30
Tabulka 7: Hodnoty brzdného momentu na přední a zadní nápravě	31
Tabulka 8: Hodnoty brzdných sil zatěžující třmen brzdy kola přední a zadní nápravy .	32
Tabulka 9: Hodnoty tlaku v předním a zadním okruhu	33
Tabulka 10: Hodnoty sil vyvíjených na brzdové válce.....	34
Tabulka 11: Hodnoty ovládacích sil vyvíjených na pedál	35
Tabulka 12: Hodnoty nastavení rozdělovače brzdných sil	35
Tabulka 13: Cenová kalkulace komponentů brzdové soustavy	44

Seznam příloh

Příloha 1: Výkres - Brzdový pedál, finální úprava

Příloha 2: Schéma sestavení předního brzdového třmenu

Příloha 3: Schéma sestavení zadního brzdového třmenu

Příloha 4: Soubory modelů brzdového pedálu ve formátu .iam